

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
Астафичев 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.
Зомитева Г.М. канд. экон. наук, доц.
Колчунов В.И. д-р техн. наук, проф.
Константинов И.С. д-р техн. наук, проф.
Коськин 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)
Кухарь 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»

Абушиш Г.В. Сравнительный анализ методов определения прогиба диафрагм паровых турбин	3
Бохонский А.И., Шмидт Л.А. Обоснование оптимальных управлений движением упругих объектов	8
Вуцин Л.И., Демарева А.В., Иванов В.А., Кибец А.И., Кибец Ю.И. Конечно – элементная методика исследования деформирования и накопления повреждений в армокаменных конструкциях при динамических воздействиях	15
Копп В.Я., Балакин А.И. Анализ применимости композиционного закона при измерениях в машино-приборостроении	23
Ерпалов М.В., Кунгуров Е.А. Проверка эффективности методик построения кривых упрочнения материалов при кручении	37
Пашиков Е.В., Калинин М.И., Пахалюк В.И., Поляков А.М., Гайнуллина Я.Н., Коваленко А.В. Особенности проектирования биарткулярных и однополюсных эндопротезов тазобедренных суставов	43
Покинтелица Н.И., Левченко Е.А. Моделирование показателей качества поверхности при термофрикционной обработке легированных сталей	48
Полищев В.П., Полищев В.В. Исследование динамических процессов при протекании сжатого воздуха как реального газа через проточную камеру постоянного объема	57
Рыжов П.А., Евсюков С.А. Построение моделей регрессии для описания краевого расширения при обжиме трубчатых заготовок	64
Трещев А.А. Потенциальная зависимость между деформациями и напряжениями для ортотропных физически нелинейных материалов	71
Рапацкий Ю.Л., Липка В.М. Анализ факторов, вызывающих релаксацию и разрушение резьбовых соединений в изделиях машиностроения	75
Барышников Ю.Н. Математическая модель разгрузки автомобиля-самосвала	81

Секция «Технологии и инструменты»

Гаршин А.Ю., Капустянский М.С. Сравнительная оценка эффективности действий экипажа судна по использованию систем объемного тушения пожаров различных типов	86
Владецкий Д.О., Владецкий О.В. Визуальные исследования процесса интенсификации теплоотдачи путем формирования вдоль теплообменной поверхности газожидкостной струи	91
Владецкая Е.А., Братан С.М., Харченко А.О. Повышение качества деталей при круглошлифовальной обработке в условиях плавучих мастерских	96
Годжаев З.А., Измайлов А.Ю., Михолап Л.А. Повышение безопасности и маневренности малотоннажного автопоезда при движении	104
Головин В.И. Анализ надежности элементов гибкого производственного модуля в автоматизированном судоремонтном производстве	111
Денисов М.С. Адаптивная система управления процессом литья с кристаллизацией под давлением	119
Лавриненко Ю.А. Схематизированная диаграмма деформирования τ - γ пружинной проволоки, построенная по результатам пластической осадки пружин	124
Неменко А.В., Никитин М.М. Диагностика возможного отказа в элементах подъемно – движительного комплекса судов с динамическим принципом поддержания	128
Радченко С.Ю., Дорохов Д.О., Грядунов И.М. Распределение микротвердости по сечению изделий при упрочнении в условиях комплексного локального нагружения	132
Учеваткина Н.В., Жданович О.А., Слезко М.Ю., Овчинников В.В. Влияние исходного размера зерна титанового сплава ВТ1-00 на его износостойкость после облучения ионами меди	139
Федоровский К.Ю., Федоровская Н.К. Терморегулирование контуров экологически безопасных замкнутых систем охлаждения энергоустановок	146

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)
Smolenzhev 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>Abushik G.V.</i> Comparative analysis of methods for determining the deflection of the diaphragms of steam turbines.....	3
<i>Bohonsky A.I., Shmidt L.A.</i> The substantiation of optimal controls by the motion of elastic objects.....	8
<i>Vucin L.I., Demareva A.V., Ivanov V.A., Kibets A.I., Kibets Yu.I.</i> The finite–element method of studying the deformation and damage accumulation of reinforced masonry constructions under the dynamic loading.....	15
<i>Kopp V.Ya., Balakin A.I.</i> The analysis of applicability of the composite law for measurements in machine and instrument building.....	23
<i>Eralov M.V., Kungurov E.A.</i> Inspection of effectiveness construction methods of curves molding of materials at the torque.....	37
<i>Pashkov E.V., Kalinin M.I., Pakaluk V.I., Polyakov A.M., Gainullina Ya.N., Kovalenko A.V.</i> Design features of biarticular and single–pole endoprosthesis of the hip joints.....	43
<i>Pokintelitsa N.I., Levchenko E.A.</i> Modeling of quality indicators surfaces at thermofrictional processing of legended steels.....	48
<i>Polivtsev V.P., Polivtsev V.V.</i> The study of dynamic processes preprotein compressed air as a real gadaceret flow chamber of constant volume.....	57
<i>Ryzhov P.A., Evsukov S.A.</i> The regression models obtaining for the parison tubes edge broadening in process of swaging describing.....	64
<i>Treschev A.A.</i> The potential dependence between strains and stresses for an orthotropic physically nonlinear materials.....	71
<i>Rapatsky Yu.L., Lipka V.M.</i> Analysis of factors, defianted relaxation and destruction of the threaded connections in wares of engineer.....	75
<i>Baryshnikov Yu.N.</i> Mathematical model of the unloading car–truck.....	81

Section «Technologies and Tools»

<i>Garshin A.Yu., Kapustyanskiy M.S.</i> Comparative evaluation of the effectiveness of the ships crew on using the system volume extinguishing of fires of various types.....	86
<i>Vladetsky O.V., Vladetsky D.O.</i> Visual investigations of heat transfer intensification by forming gas–liquid jet along the heat transfer surface.....	91
<i>Vladetskaya E.A., Bratan S.M., Kharchenko A.O.</i> Increasing the quality of details in the round–grinded treatment under the conditions of the floating workshop.....	96
<i>Godzhaev Z.A., Izmailov A.Yu., Mikhola L.A.</i> Increased safety and maneuverability low–tonnage trains when driving.....	104
<i>Golovin V.I.</i> Reliability analysis of the elements of a flexible industrial module in automated ship–repair manufacturing.....	111
<i>Denisov M.S.</i> Adaptive system of control of the process of casting with crystallization under pressure.....	119
<i>Lavrinenko Yu.A.</i> Schematized diagram of deformation τ – γ of a spring wire, built on results plastic fallouts of springs.....	124
<i>Nemenko A.V., Nikitin M.M.</i> Diagnosis of a possible refusal of elements lifting complex vessels with dynamic principle of maintaining.....	128
<i>Radchenko S.Yu., Dorohov D.O., Gryadunov I.M.</i> Microhardness distribution in case of strain hardening under combined local load.....	132
<i>Uchevatkina N.V., Zhdanovich O.A., Slezko M.Yu., Ovchinnikov V.V.</i> Influence of initial grain size titanium alloy VT1–00 for his durability after irradiation of copper ions.....	139
<i>Fedorovsky K.Yu., Fedorovskaya N.K.</i> Ecologically safe system for cooling power plants.....	146

МАТЕРИАЛЫ

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

СЕКЦИЯ «ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»

УДК 621.039

Г.В. АБУШИК

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОГИБА ДИАФРАГМ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Аннотация. Классические нормативные методы расчета на прочность и жесткость диафрагм паровых турбин, применяемые на этапе проектирования, основаны на упрощенной стержневой модели. Такой подход не учитывает ряда факторов, влияющих на результаты расчетов, например, фактических условий сопряжения составных частей диафрагмы. Альтернативой являются методы расчетов, базирующиеся на современных возможностях 3d-моделирования. На примере судовой паротурбинной установки нового поколения в ОАО «НПО ЦКТИ» был выполнен сравнительный анализ методов определения прогиба диафрагм, выявлена степень влияния на прогиб диафрагм податливости пояса направляющих лопаток в зависимости от условия их соединения с телом и ободом и граничных условий на ободу диафрагмы.

Ключевые слова: паровая турбина, корпус турбины, обойма, диафрагма, давление, прогиб, напряжения.

Введение.

Роль диафрагм в паротурбинных установках заключается в разделении внутренней полости цилиндра турбины на участки с различными параметрами пара. В каждой диафрагме размещены неподвижные лопатки, проходя между которыми поток пара ускоряется и приобретает необходимое направление для входа в каналы, образованные рабочими лопатками ротора турбины. Диафрагмы состоят из двух половин, которые устанавливаются в верхней и нижней половинах корпуса турбины. Минимальные зазоры в уплотнениях между неподвижными диафрагмами и вращающимися дисками ротора обеспечивают эффективность турбоустановки с точки зрения КПД.

С целью получения методик, максимально точно описывающих поведение диафрагм, было проведено немало исследований. Были предложены различные методы оценки прочности и жесткости диафрагм при практическом проектировании: А.М.Валя, Д.М. Смита, Г.И. Пахомова [1]. Благодаря накопленному опыту проектирования и эксплуатации турбин предпочтение все же было отдано стержневым моделям, суть которых изложена в ОСТ 108.210.01–86 [2].

Согласно [2] на стадиях эскизного и технического проекта производится типовой расчет прочности и жесткости диафрагм, в основу которого положена упрощенная расчетная схема диафрагмы как полукольцевого стержня, опертого по внешнему контуру и нагруженного равномерным давлением. В нормах для типового расчета предложены простые формулы для определения максимальных значений упругого прогиба и нормальных напряжений в теле диафрагмы, а также для изгибающих моментов и напряжений в направляющих лопатках. На стадии рабочего проектирования производится поверочный расчет, в котором тело и обод рассматриваются как два полукольцевых стержня, связанные жестко между собой стержнями, моделирующими лопатки. Таким образом, напряженно-деформированное состояние диафрагмы описывается теорией криволинейных стержней

Кирхгофа–Клебша. В итоге расчет сводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений, для которых ставится краевая задача, решение которой может быть получено методом ортогональной прогонки С.К. Годунова с использованием метода Рунге–Кутты. Для реализации поверочного расчета в ОСТ 108. 210.01–86 предлагается программа на языке «фортран». Такой подход не прост в реализации, поскольку требует большого объема данных, вычисляемых предварительно вручную (например, характеристики сечений лопаток: координаты центров масс сечений, моменты инерции, массив данных, описывающий контур сечения, геометрическая жесткость при кручении и т.д.), что увеличивает вероятность получения ошибочных результатов. В качестве альтернативного метода проведения поверочного расчета можно использовать метод конечных элементов, реализуемый сертифицированными в России программными комплексами с возможностью 3d-моделирования и создания различных условий сопряжения частей диафрагмы.

Основная часть.

Для расчета на прочность представлены стальные диафрагмы сварного типа судовой паротурбинной установки нового поколения. На рисунке 1, а показано радиальное сечение одной из них. В качестве нагрузки рассматривается разница давлений на поверхностях лопаток и тела диафрагмы.

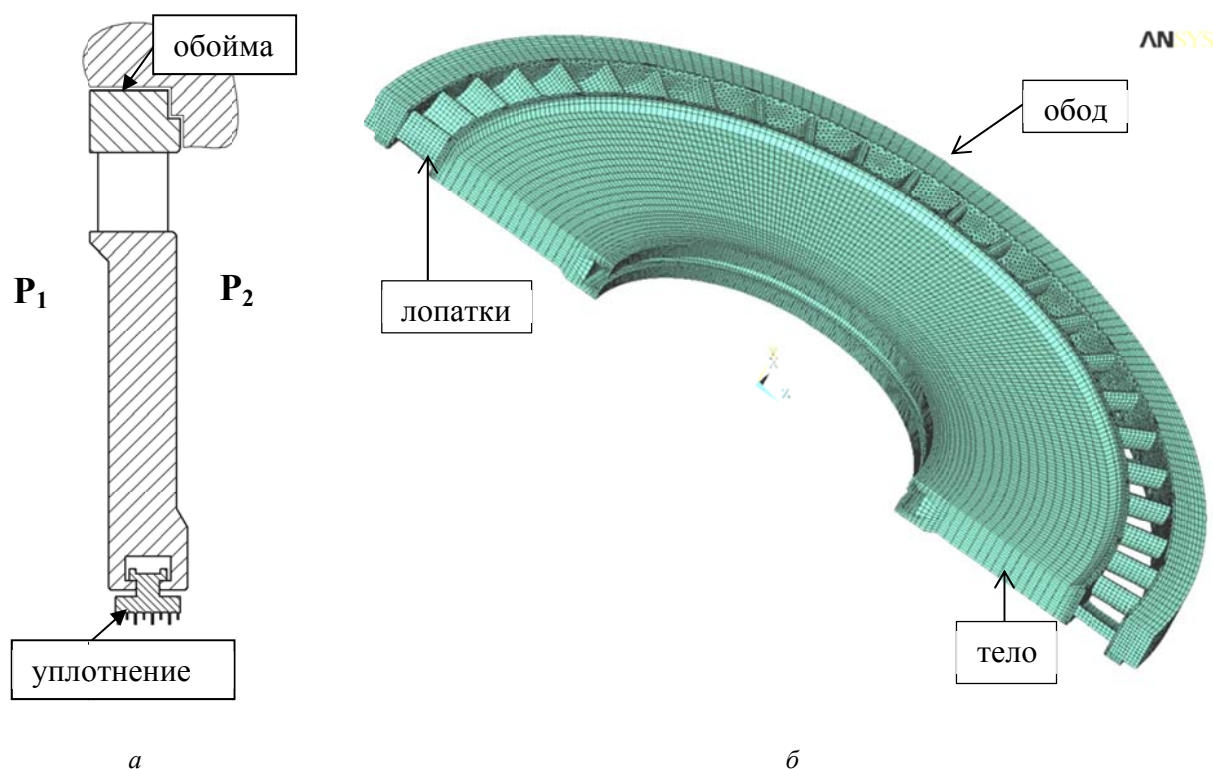


Рисунок 1 – Радиальное сечение конструкции обойма–диафрагма–уплотнение (а)
Конечно–элементная модель диафрагмы (б)

Предварительный расчет напряженно–деформированного состояния (НДС) диафрагмы проведен в соответствии с [2]. Для определения прогиба на внутреннем контуре тела диафрагмы была использована формула

$$W_y = \frac{4h^3 a^2 p}{EJ} K_w, \quad (1)$$

где E – модуль Юнга;
 p – перепад давлений на диафрагме;
 $K_w = 1,22$ – коэффициент прогиба,
 $a = \frac{1}{2}(R + r_1)$ – средний радиус диафрагмы;

$h = \frac{1}{2}(R - r_1)$ – полуширина диафрагмы;

J – суммарный момент инерции сечения диафрагмы относительно продольной оси, проходящей через центр масс этого сечения перпендикулярно оси турбины.

Расчет показал достаточно большой прогиб на внутреннем контуре тела диафрагмы, максимальное значение которого $W_y = 1,94$ мм, превышает допускаемое в соответствии с требованиями конструкторской документации 1 мм.

Для уточняющих расчетов НДС диафрагмы в трехмерной постановке была построена конечно–элементная модель, представленная на рисунке 1, б.

В диафрагмах такого типа лопатки проходят через профильные отверстия, пробитые в ленточных бандажах, и привариваются к ним; затем лопаточный венец приваривают к телу и ободу по краям. Таким образом, с целью установить степень влияния податливости пояса направляющих лопаток на прогиб диафрагмы, рассмотрены два варианта сопряжения лопаток с телом и ободом: жесткая приварка и сопряжение лопаток с телом и ободом через бандажную ленту (рисунок 2).

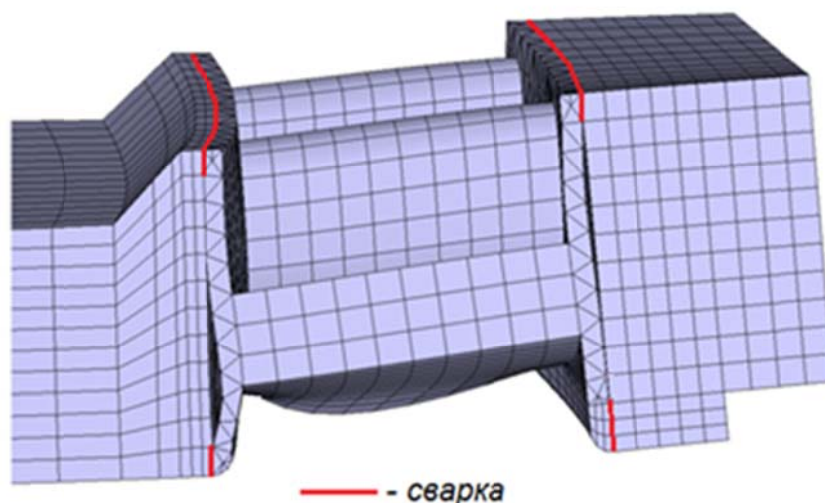


Рисунок 2 – Соединение лопатки с телом и ободом диафрагмы через стальной бандаж

Опыт эксплуатации диафрагм показывает, что под действием давления она прилегает к расточке цилиндра/обойме не всей площадью опирания и имеет возможность поворота. Схематичное изображение положения диафрагмы в обойме цилиндра в рабочем состоянии показано на рисунке 3.

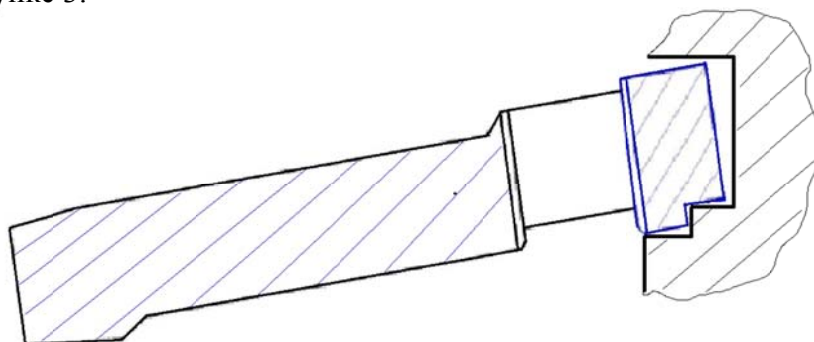


Рисунок 3 – Положение диафрагмы в обойме в рабочем состоянии

Таким образом, были проведены расчеты напряженно–деформированного состояния диафрагмы в следующих постановках:

- обод, лопатки, тело диафрагмы моделируются единым твердым телом (объемом) + опирание по всей площади контакта диафрагмы с обоймой.
- обод, лопатки, тело диафрагмы моделируются единым твердым телом (объемом) + шарнирное опирание по краю области контакта диафрагмы с обоймой.
- лопатка соединена с ободом и телом диафрагмы через стальную 3–х мерную

пластину + шарнирное опирание по краю области контакта диафрагмы с обоймой.

- лопатка соединена с ободом и телом диафрагмы через стальную 3-х мерную пластину + опирание по всей площади контакта диафрагмы с обоймой.

На рисунке 4 показаны перемещения диафрагмы в осевом направлении. Максимальный упругий прогиб диафрагмы имеет место на внутреннем контуре у разъема.

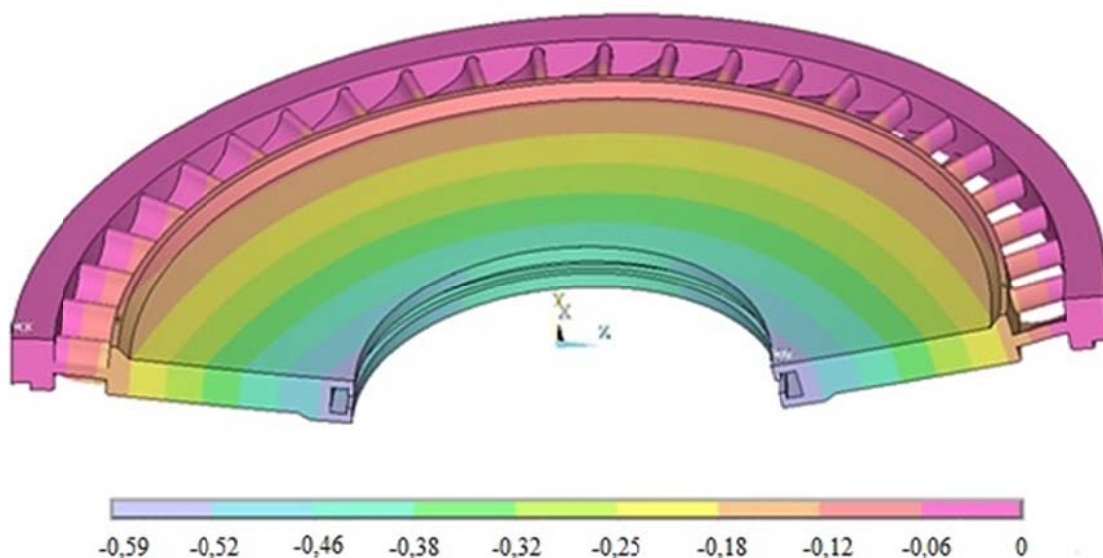


Рисунок 4 – Перемещения диафрагмы в осевом направлении, мм

В таблице 1 представлены максимальные значения прогибов диафрагмы для четырех вариантов граничных условий, а также полученного по формуле (1).

Таблица 1 – Результаты расчетов максимального прогиба диафрагмы

Номер варианта постановки задачи	Аналитический расчет	1	2	3	4
Максимальный прогиб, мм	1,94	0,59	1,6	1,8	0,78

Величина прогиба в соответствии с расчетом в трехмерной постановке с учетом всех ослабляющих факторов (шарнирное опирание обода диафрагмы в обойме и соединение направляющих лопаток с ободом и телом через бандаж) – вариант «3» – не превышает значение прогиба, полученного по формуле (1). Отличие результатов составляет $\approx 12\%$, что подтверждает надежность нормативных методов расчета.

В реальности граничные условия по варианту «1», как правило, не выполняются вследствие зазоров между ободом диафрагмы и обоймой цилиндра, которые не ограничивают поворот обода. Первоначально, предполагаемая конструкция диафрагмы была близка к варианту закрепления «3», который предполагал прогиб, максимальный из возможных.

На базе полученных результатов было установлено, что для уменьшения прогиба диафрагмы до установленной заказчиком величины (1 мм) достаточно укрепить места установки диафрагм в корпусе цилиндра, не меняя при этом геометрии диафрагмы. В качестве укрепления можно рассматривать элемент в виде шпонки, устанавливаемой в обод в области соединения верхней и нижней половин диафрагмы. Такая конструкция соответствует граничным условиям варианта «4» и обеспечивает безопасную эксплуатацию диафрагмы.

В рамках данной работы были определены прогибы диафрагм разных ступеней. Они испытывают различную нагрузку и имеют различную геометрию (толщина тела, длина и профиль направляющих лопаток). Однако, сопоставляя полученные результаты, было установлено, что учет бандажной ленты в соединении направляющих лопаток с телом и ободом (вариант «3») увеличивает прогиб, полученный в постановке с жестким соединением (вариант «2») на 10–15%.

Выводы.

Проведенные расчеты напряженно–деформированного состояния на основе метода конечных элементов в трехмерной постановке с учетом различных условий закрепления, моделирующих разные варианты возможных фактических условий работы диафрагм, показали:

- ранее используемые на стадии проектирования нормативные методы расчета диафрагм дают завышенную оценку прогибов, что идет в запас надежности работы оборудования; современные же подходы позволяют проводить уточненные оценки, моделируя особенности конструкции и условия ее работы;
- расчетная величина прогиба диафрагмы существенно зависит от условий сопряжения ее элементов (тело, обод, направляющие лопатки) и условий опирания в корпусе турбины, что необходимо учитывать при построении расчетных моделей и проведении расчетов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прочность паровых турбин. Под ред. акад. Л.А. Шубенко–Шубина. М., «Машиностроение», 1973. – 456 с.
2. ОСТ 108. 210.01–86 Диафрагмы паровых стационарных турбин. Расчет на статическую прочность. Изд. НПО ЦКТИ., 39 с.

Абушик Галина Валерьевна

ОАО «Научно–производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова», г. Санкт–Петербург
Научный сотрудник отдела прочности и ресурса энергооборудования
E–mail: gabushik@mail.ru

G.V. ABUSHIK

COMPARATIVE ANALYSIS OF METHODS FOR DETERMINING THE DEFLECTION OF THE DIAPHRAGMS OF STEAM TURBINES

Abstract. *The classical normative methods for calculating the strength and rigidity of the diaphragms of steam turbines used at the design stage are based on a simplified rod model. This approach does not take into account a number of factors that affect the results of calculations, for example, the actual conditions for conjugation of the components of the diaphragm. An alternative are calculation methods based on modern 3D modeling capabilities. On the example of a new generation shipborne steam turbine at JSC NPO CKTI, a comparative analysis of the methods for determining the deflection of diaphragms was carried out, and influence on the deflection of the diaphragms of compliance of the blades depending on the condition of their connection with the body and rim and the boundary conditions on the rim of the diaphragm was revealed.*

Keywords: *steam turbine, turbine casing, blade carrier, diaphragm, pressure, deflection, stress.*

BIBLIOGRAPHY

1. Prochnost parovyih turbin. Pod red. akad. L.A. Shubenko–Shubina. M., «Mashinostroenie», 1973. – 456 s.
2. OST 108. 210.01–86 Diafragmyi parovyih statsionarnyih turbin. Raschet na staticheskuyu prochnost. Izd. NPO TsKTI., 39 s.

Abushik Galina Valerevna

JSC «Scientific and Production Association for Research and Design of Power Equipment named after I.I. Polzunov», Saint–Petersburg
Researcher of the department of strength and resource of power equipment
E–mail: gabushik@mail.ru

А.И. БОХОНСКИЙ, Л.А. ШМИДТ

ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ УПРАВЛЕНИЙ ДВИЖЕНИЕМ УПРУГИХ ОБЪЕКТОВ

Аннотация. Рассмотрен алгоритм конструирования оптимальных переносных движений объектов как абсолютно твердых и деформируемых тел без учета и с учетом сопротивления движению. Оптимальность предполагает, что управлению соответствует восстанавливаемый функционал – критерий, принимающий экстремальное значение в действительном движении.

Ключевые слова: упругий объект, переносное и относительное движение, оптимальное управление.

Введение.

Колебаниям механических систем посвящены работы [1 – 7]. Методы оптимального управления колебаниями систем рассмотрены в [5 – 8]. Исследования переносным оптимальным перемещением упругих систем с конечным числом степеней свободы приведены в работах [8 – 14] и других. Необходимо дополнительное обоснование и систематизация полученных результатов.

Цель исследований – уточнение алгоритма поиска управлений и оценка влияния сопротивления на колебания упругого объекта в относительном движении.

Объект (рисунок 1) участвует в сложном движении: переносном – по отношению к неподвижной системе координат и относительном – по отношению к подвижной системе координат, движущейся поступательно. На рисунке 1 изображена упругая система с одной степенью свободы. Здесь программное управление задается в виде переносного ускорения основания упругого осциллятора и направлено в сторону поступательного движения. Способ реализации управления на данном этапе моделирования не обсуждается.

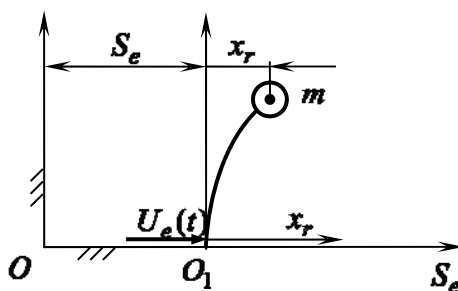


Рисунок 1 – Сложное движение упругого объекта

Задача состоит в выборе такого ускорения $U_e(t)$, которое обеспечит достижение цели движения.

В абсолютном движении

$$m\vec{a} = \sum_{k=1}^n \vec{F}_k,$$

где \vec{a} – абсолютное ускорение.

В проекциях на ось неподвижной системы координат OS_e без учета сопротивления уравнение движения принимает вид:

$$m \left(\frac{d^2 S_e}{dt^2} + \frac{d^2 x_r}{dt^2} \right) = -c x_r, \quad (1)$$

где m – сосредоточенная масса (для упрощения дальше принято $m = 1$ кг);
 c – коэффициент жесткости упругой связи.

Динамика относительного движения (колебания упругого объекта) в проекции на ось $O_1 x_r$ описывается уравнением:

$$\frac{d^2 x_r}{dt^2} = -k^2 x_r - U_e(t), \quad (2)$$

где $k^2 = c/m$.

Переносное движение – разность уравнений (1) и (2) приводит к уравнению:

$$\frac{d^2 S_e}{dt^2} = U_e(t), \quad (3)$$

где $U_e(t)$ – ускорение переносного движения.

Для двух типов управлений рассмотрены три характерных случая движения: разгон, торможение, разгон–торможение. Управление $U_e(t)$ находится с учетом краевых условий, а время движения упругого объекта выбирается из числа общих корней моментных соотношений (трансцендентных уравнений).

1. Разгон объекта.

Переносное ускорение принято в виде [11]

$$U_e(t) = a \sin^3 \frac{\pi t}{T}, \quad (4)$$

где $a = \text{const}$.

Функции (4) соответствует дифференциальное уравнение Эйлера

$$\frac{d^4 U_e}{dt^4} + 10p^2 \frac{d^2 U_e}{dt^2} + 9p^4 U_e = 0, \quad (5)$$

где $p = \pi/T$, для которого восстановленный по общему алгоритму обратной задачи функционал – критерий

$$J = \frac{1}{2} \int_0^T [9p^4 U_e^2 - 10p^2 \dot{U}_e^2 + \ddot{U}_e^2] dt. \quad (6)$$

Существование минимума функционала (6) подтверждает оптимальность конструируемого движения.

При движении согласно уравнению (7)

$$\frac{d^2 S_e}{dt^2} = a \sin^3 \frac{\pi t}{T} \quad (7)$$

из состояния покоя ($S_e(0) = 0, \dot{S}_e(0) = 0$) за время $t = T$ необходимо достичь цели $\dot{S}_e(T) = V_e(T) = V_0$.

Из (7) следуют выражения $V_e(t) = \int U_e(t) dt + C_1$, $S_e(t) = \int V_e(t) dt + C_2$, из которых с учетом краевых условий ($S_e(0) = 0, V_e(0) = 0, V_e(T) = V_0$) получено: $C_1 = V_0/2$; $C_2 = 0$, $a = 3V_0\pi/4T$.

В случае разгона объекта до скорости V_0 , перемещение описывается зависимостью

$$S_e(t) = \frac{V_0 t}{2} - \frac{V_0 T}{4\pi} \left(\frac{1}{3} \sin^3 \frac{\pi}{T} t + 2 \sin \frac{\pi}{T} t \right). \quad (9)$$

Графики $S_e(t)$, $V_e(t)$, $U_e(t)$ при $T = 1$ с, $V_0 = 1$ м/с изображены на рисунке 2.

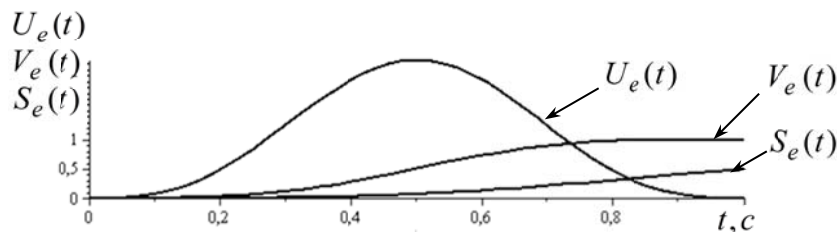


Рисунок 2 – Разгон объекта

2. Торможение объекта.

Краевые условия: $S_e(0) = 0, V_e(0) = V_0, V_e(T) = 0$. Управление (замедление)

$U_e(t) = -\frac{3V_0\pi}{4T} \sin^3 \left(\frac{\pi}{T} t \right)$. Для прежних исходных данных графики $S_e(t)$, $V_e(t)$, $U_e(t)$ изображены на рисунке 3.

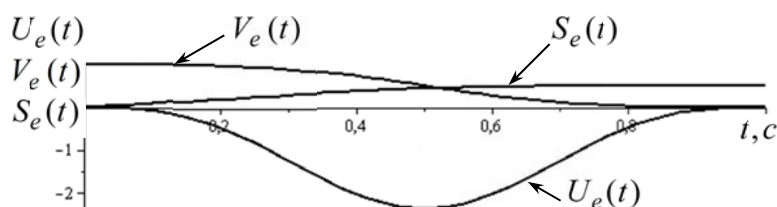


Рисунок 3 – Торможение

3. Разгон–торможение.

Краевые условия: $S_e(0) = 0$, $V_e(0) = 0$, $S_e(T) = L$, $V_e(T) = 0$. Управление $U_e(t) = \frac{3L\pi}{T^2} \sin^3\left(\frac{2\pi}{T}t\right)$. Графики $S_e(t)$, $V_e(t)$, $U_e(t)$ ($T=1$ с, $L=1$ м) изображены на рисунке 4.

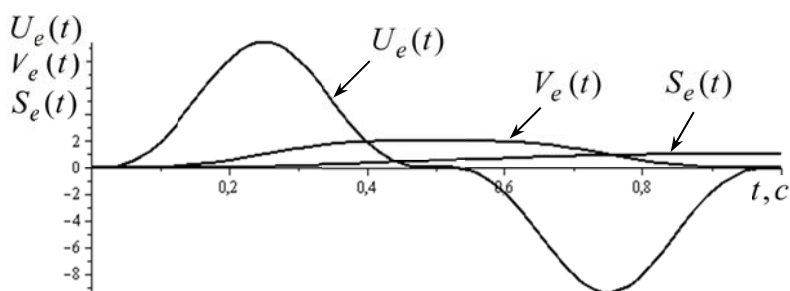


Рисунок 4 – Разгон и торможение

Как следует из графиков, при перемещении на расстояние $S_e(T) = L$ за время T достигается переносный покой объекта.

В следующем примере оптимальному управлению $U_e(t) = a \sin \frac{\pi t}{T}$ соответствуют уравнение Эйлера

$$\frac{d^2 U_e}{dt^2} + p^2 U_e = 0, \quad (10)$$

где $p = \pi/T$, и функционал–критерий

$$J = \frac{1}{2} \int_0^T [\dot{U}_e^2 + p^2 U_e^2] dt, \quad (11)$$

принимаящий минимальное значение в действительном движении.

При построении графиков переносного движения $U_e(t)$, $V_e(t)$, $S_e(t)$ взяты прежние краевые условия и исходные данные.

Разгон.

$$U_e(t) = \frac{V_0 \pi}{2T} \sin\left(\frac{\pi}{T}t\right), \quad V_e(t) = \frac{V_0}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{T}t\right), \quad S_e(t) = \frac{V_0}{2} \left(t - \frac{TV_0}{\pi} \sin \frac{\pi}{T}t\right) \quad (12)$$

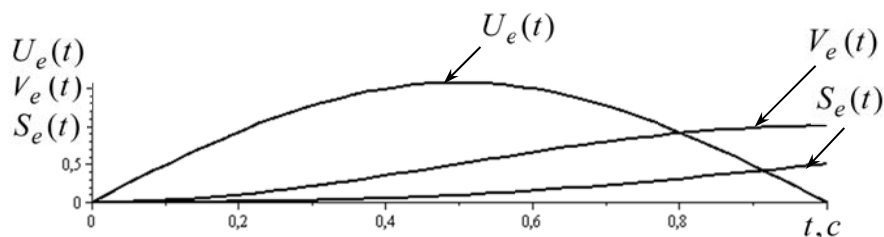


Рисунок 5 – Разгон

Торможение.

$$U_e(t) = \frac{V_0 \pi}{2T} \sin \frac{\pi}{T} t, \quad V_e(t) = \frac{V_0}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi}{T} t \right), \quad S_e(t) = \frac{V_0}{2} \left(t + \frac{TV_0}{\pi} \sin \frac{\pi}{T} t \right). \quad (13)$$

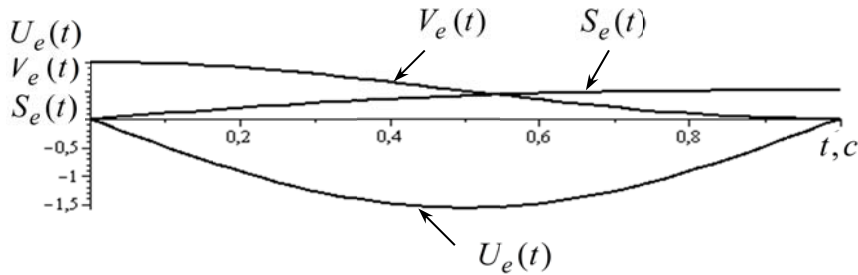


Рисунок 6 – Торможение

Разгон – торможение.

$$U_e(t) = \frac{2L\pi}{T^2} \sin \frac{2\pi}{T} t, \quad V_e(t) = \frac{1}{T} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{T} t \right), \quad S_e(t) = \left(t - \frac{T}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{T} t \right).$$

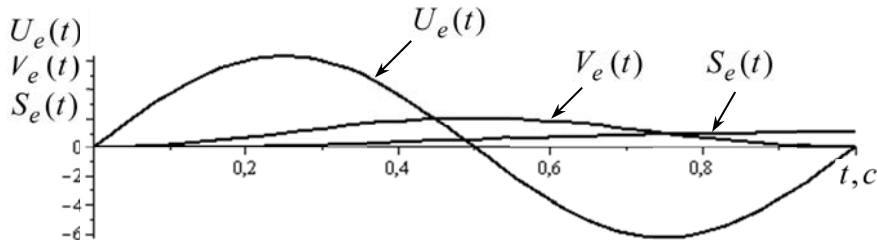


Рисунок 7 – Разгон и торможение

Исследование торможения упругого объекта.

Согласно управлению (13) решение уравнения (2) для относительного движения упругого объекта без учета сопротивления принимает вид:

$$x_r(t) = \frac{V_0 \pi}{2(k^2 T^2 - \pi^2)} \left(T \sin \frac{2\pi}{T} t - \frac{\pi}{k} \sin kt \right), \quad \dot{x}_r(t) = V_r(t) = \frac{dx_r}{dt}.$$

Моментные соотношения, означающие состояние относительного покоя при $t = T$

$$x_r(T) = 0, \quad V_r(T) = 0, \quad (14)$$

представляют собой систему трансцендентных уравнений со множеством общих корней – значений параметра T . При известной частоте собственных колебаний объекта k из множества общих корней системы (14) выбирается приемлемый, который, например, позволяет физически реализовать движение.

Пример. Частота $k = 5\pi$. На рисунке 8 изображены графики $x_r(T)$ и $V_r(T)$ в интервале $T = 0,27 - 1,1$ с.

В этом интервале корни системы (14): $T_1 = 0,6$ с, $T_2 = 1$ с. Графики перемещения $x_r(t)$ и скорости $V_r(t)$ изображены на рисунке 9.

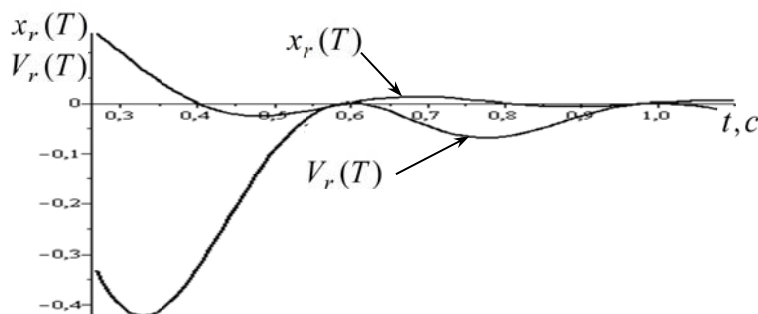
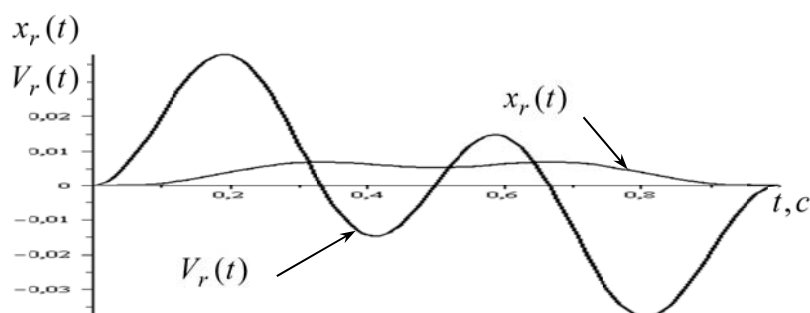


Рисунок 8 – Графики $x_r(T)$, $V_r(T)$

Рисунок 9 – Графики $x_r(t)$, $V_r(t)$

Из графиков следует, что в момент времени $t = T_2 = 1$ с наступает относительный покой.

Учет сопротивлений движению.

С учетом линейно – вязкого сопротивления в переносном и относительном движении движениях и сухого трения в переносном дифференциальное уравнение абсолютного движения принимает вид:

$$m \left(\frac{d^2 S_e}{dt^2} + \frac{d^2 x_r}{dt^2} \right) = -c x_r - k_1 \frac{d S_e}{dt} - k_2 \frac{d x_r}{dt} - f_1. \quad (15)$$

В переносном движении уравнение

$$\frac{d^2 S_e}{dt^2} = -k_1 \frac{d S_e}{dt} - f_1 + U_e(t). \quad (16)$$

В относительном движении

$$\frac{d^2 x_r}{dt^2} + 2n \frac{d x_r}{dt} + k_2 x_r = -U_e(t), \quad (17)$$

где $k_2/m = 2n$, $k^2 = c/m$.

Возможен выбор такого управления переносным движением при учете сопротивления, для которого движение объекта не будет отличаться от движения без учета сопротивления.

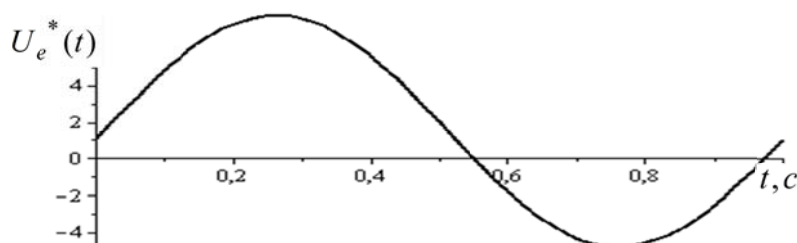
При известных \dot{S}_e и \ddot{S}_e без учета сопротивления из (16) согласно обратной задаче динамики следует

$$U_e^*(t) = \frac{d^2 S_e}{dt^2} + k_1 \frac{d S_e}{dt} + f_1. \quad (18)$$

В относительном движении колебания упругого объекта описываются уравнением

$$\frac{d^2 x_r}{dt^2} + 2n \frac{d x_r}{dt} + k_2 x_r = -U_e^*(t). \quad (19)$$

В случае «разгона–торможения» с учетом $k_1 = 0,5$, $f = 1$, $L = 1$ м, $T = 1$ с график $U_e^*(t)$ изображен на рисунке 10.

Рисунок 10 – График $U_e^*(t)$

Для достижения относительного покоя ($k=10\pi\text{ с}^{-1}$, $n=k/10$) находятся такие начальные условия в относительном движении ($x_r(0)=x_0$, $V_r(0)=V_0$), которые позволяют достичь покоя $x_r(T)=0$, $V_r(T)=0$.

При принятых ранее исходных данных начальные условия являются решением системы алгебраических уравнений

$$\begin{aligned} -0,00026V_0 + 0,2073x_0 - 0,000688 &= 0, \\ 0,208128V_0 + 0,25688x_0 - 0,0327 &= 0. \end{aligned} \quad (20)$$

$$V_0 = 0,1528\text{ м/с}; x_0 = 0,00351\text{ м}.$$

С учетом найденных начальных условий на рисунке 11 изображены графики $x_r(t)$ и $V_r(t)$.

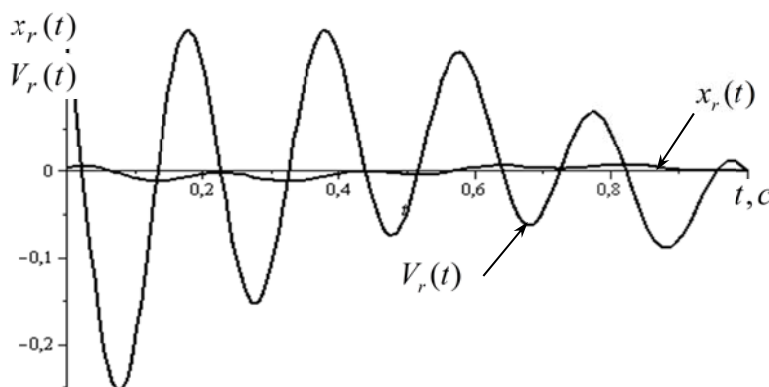


Рисунок 11 – Графики $x_r(t)$, $V_r(t)$

Итак, заданные в момент начала переносного движения условия для относительного движения обеспечивают достижение покоя с учетом сопротивлений.

Выводы.

Рассмотрены два типа управлений переносным движением упругих объектов. Показано, что в случае учета линейно-вязкого сопротивления в относительном движении достижение относительного покоя может обеспечиваться за счет начальных условий, значение которых находятся из моментных соотношений.

Приводы современных мехатронных модулей позволяют обеспечивать требуемые ускорения при оптимальном переносном движении упругих объектов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Светлицкий, В.А. Сборник задач по теории колебаний / В.А. Светлицкий, И.В. Стаценко. – М., «Высш. школа», 1973. – 456с.
2. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с.
3. Бабаков, И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1968. – 650 с.
4. Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1980. – 272 с.
5. Карновский, И.А. Методы оптимального управления колебаниями деформируемых систем. / И.А. Карновский, Ю.М. Почтман. – К.Д.: Вища школа, 1982. – 116 с.
6. Бутковский, А.Г. Методы управления системами с распределенными параметрами/ А.Г. Бутковский – М.: Наука, 1975. – 568с.
7. Красовский, Н.Н. Теория управления движением / Н.Н. Красовский. – М.: Наука, 1968. – 476 с.
8. Bokhonsky, A.I. Modeling and analysis of elastic systems in motion/ A.I. Bokhonsky, S.Y. Zolkiewski. – Gliwice. Wydawnictwo Politechniki, 2011. – 171 p.
9. Бохонский, А.И. Вариационное и реверсионное исчисление в механике / Монография/. А.И. Бохонский, Н.И. Варминская. – Севастополь: СевНТУ, 2012. – 212 с.
10. Бохонский, А.И. Оптимальное управление переносным движением деформируемых объектов: теория и технические приложения/ А.И. Бохонский, Н.И. Варминская, М.И. Мозолевский; под общей ред. Бохонского А.И. – Севастополь: СевНТУ, 2007. – 296 с.
11. Бохонский, А.И. Реверсионный принцип оптимальности: монография/ под общ. ред. А.И. Бохонского. – М.: Вузовский учебник: ИНФРА – М, 2016. – 174 с.
12. Бохонский, А.И. Актуальные задачи вариационного исчисления /монография/ А.И. Бохонский. Palmarium Academic Publishing. Deutschland/ Германия, 2013. – 77 p.
13. Bokhonsky, A. Modeling and investigation of discrete–continuous vibrating mechanic systems with damping/ A. Bokhonsky, A. Buchacz, M. Placzek, A. Wrobel. – Gliwice: Wydawnictwo Politechniki, 2011. – 171 p.

14. Бохонский, А.И. Экспериментальная проверка оптимального управления переносным движением деформируемого объекта/ А.И. Бохонский, М.М. Майстришин, Э.О. Балаканов, И.В. Гусаков/ Оптимизация производственных процессов: сб. науч. тр. – 2010. – Вып. 12. – С. 66 – 72.

Бохонский Александр Иванович
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь
Доктор технических наук, профессор кафедры «Технической механики и машиноведения»
Политехнического института
299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33
телефон: +7 (8692) 43–51–61

Шмидт Людмила Анатольевна
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь
Кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Технической механики и машиноведения»
Политехнического института
299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33
телефон: +7 (8692) 43–51–61

A.I. BOHONSKY, L.A. SHMIDT

THE SUBSTANTIATION OF OPTIMAL CONTROLS BY THE MOTION OF ELASTIC OBJECTS

Abstract. *The article is considered an algorithm for constructing optimal portable motions of objects as absolutely rigid and deformable bodies without taking into account and taking into account resistance to movement. Optimality assumes that the control corresponds to the restored functional – a criterion that takes extreme values in the actual motion.*

Keywords: *elastic object, portable and relative motion, optimal control.*

BIBLIOGRAPHY

1. Svetlitskiy, V.A. Sbornik zadach po teorii kolebaniy / V.A. Svetlitskiy, I.V. Statsenko. – M., «Vyssh. shkola», 1973. – 456 s.
2. Biderman, V.L. Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy / V.L. Biderman. – M.: Vyssh. shk., 1980. – 408 s.
3. Babakov, I.M. Teoriya kolebaniy / I.M. Babakov. – M.: Nauka, 1968. – 650 s.
4. Panovko, YA.G. Vvedeniye v teoriyu mekhanicheskikh kolebaniy / YA.G. Panovko. – M.: Nauka, 1980. – 272 s.
5. Karnovskiy, I.A. Metody optimalnogo upravleniya kolebaniyami deformiruyemykh sistem. / I.A. Karnovskiy, YU.M. Pochtman. – K.D.: Vishcha shkola, 1982. – 116s.
6. Butkovskiy, A.G. Metody upravleniya sistemami s raspredelennymi parametrami/ A.G. Butkovskiy – M.: Nauka, 1975. – 568s.
7. Krasovskiy, N.N. Teoriya upravleniya dvizheniyem / N.N. Krasovskiy. – M.: Nauka, 1968. – 476 s.
8. Bokhonsky, A.I. Modeling and analysis of elastic systems in motion/ A.I. Bokhonsky, S.Y. Zolkiewski. – Gliwice. Wydawnictwo Politechniki, 2011. – 171 p.
9. Bokhonskiy, A.I. Variatsionnoye i reversionnoye ischisleniye v mekhanike / Monografiya/. A.I. Bokhonskiy, N.I. Varminskaya. – Sevastopol: SevNTU, 2012. – 212 s.
10. Bokhonskiy, A.I. Optimalnoye upravleniye perenosnym dvizheniyem deformiruyemykh ob"vktov: teoriya i tekhnicheskive prilozheniya/ A.I. Bokhonskiy, N.I. Varminskaya, M.I. Mozolevskiy; pod obshchey red. Bokhonskogo A.I. – Sevastopol: SevNTU, 2007. – 296 s.
11. Bokhonskiy, A.I. Reversionnyy printsip optimalnosti: monografiya/ pod obshch. red. A.I. Bokhonskogo. – M.: Vuzovskiy uchebnik: INFRA – M, 2016. – 174 s.
12. Bokhonskiy, A.I. Aktualnyye zadachi variatsionnogo ischisleniya /monografiya/ A.I. Bokhonskiy. Palmarium Academic Publishing. Deutchland/ Germaniya, 2013. – 77 p.
13. Bokhonsky, A. Modeling and investigation of discrete–continuous vibrating mechanic systems with damping/ A. Bokhonsky, A. Buchacz, M. Placzek, A.Wrobel. – Gliwice: Wydawnictwo Politechniki, 2011. – 171 p.
14. Bokhonskiy, A.I. Eksperimentalnaya proverka optimalnogo upravleniya perenosnym dvizheniyem deformiruyemogo obyektu/ A.I. Bokhonskiy, M.M. Maystrishin, E.O. Balakanov, I.V. Gusakov/ Optimizatsiya proizvodstvennykh protsessov: sb. nauch. tr. – 2010. – Vyp. 12. C. 66 72.

Bokhonsky Alexander Ivanovich
FGAOU VO «Sevastopol State University», the city of Sevastopol
Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of «Technical Mechanics and Engineering Science» of the Polytechnic Institute
299053, the city of Sevastopol, st. University, 33
Phone: +7 (8692) 43–51–61

Schmidt Lyudmila Anatolievna
FGAOU VO «Sevastopol State University», the city of Sevastopol
Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of the Department of «Technical Mechanics and Engineering Science» of the Polytechnic Institute
299053, the city of Sevastopol, st. University, 33
Phone: +7 (8692) 43–51–61

Л.И. ВУЦИН, А.В. ДЕМАРЕВА, В.А. ИВАНОВ, А.И. КИБЕЦ, Ю.И. КИБЕЦ

КОНЕЧНО – ЭЛЕМЕНТНАЯ МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕФОРМИРОВАНИЯ И НАКОПЛЕНИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ В АРМОКАМЕННЫХ КОНСТРУКЦИЯХ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Аннотация. Исследуется трехмерная задача нестационарного деформирования и накопления повреждений в кирпичной кладке, армированной стальными стержнями. Исходный конструктивно–ортоотропный материал представляется в виде комплекса основного материала (кирпичной кладки), рассматриваемого с позиций механики сплошной среды, и стержней, ориентированных вдоль направления армирования. Кирпичная кладка моделируется как континуальная разномодульная среда, свойства которой зависят от вида напряженно–деформированного состояния и текущего уровня поврежденности материала. Предполагается, что армирующие стержни воспринимают лишь осевые усилия растяжения–сжатия и деформируются совместно с основным материалом. Для решения задачи применяется метод конечных элементов и явная конечно–разностная схема интегрирования по времени типа «крест». Результаты численного решения задачи сопоставляются с экспериментальными данными. Исследуется влияние арматуры на прочность кладки.

Ключевые слова: кирпичная кладка, армирование, динамическое воздействие, накопление повреждений, метод конечных элементов.

Введение.

Один из эффективных способов сейсмоусиления кирпичных стен – применение монолитных железобетонных аппликаций [1–14]. Его преимущество заключается в возможности выполнения работ по наружному контуру без прерывания эксплуатации сооружения. Экспериментально установлено, что для армированного таким способом образца предельная нагрузка повышается в 2–3 раза по сравнению с эталонной (не усиленной) кладкой. Реальные условия деформирования конструкций при сейсмических воздействиях очень сложные. Поэтому одной из важных задач сейсмостойкого строительства является разработка методов расчета зданий и сооружений, позволяющих наиболее точно оценить возможности конструкций сопротивляться сейсмическим воздействиям [15]. Анализ возможных последствий (разрушений) дает информацию для проектирования оптимальных, надежных и экономичных сооружений, к повышению безопасности населения в сейсмически опасных регионах страны. Несмотря на имеющийся опыт вопрос сейсмостойкости кирпичных стен, усиленных внешним армированием, теоретически изучен крайне мало.

В настоящей работе излагается конечно–элементная методика и результаты численного исследования, позволяющие судить об эффективности такого способа усиления кирпичной кладки.

1. Определяющая система уравнений. Определяющая система уравнений динамического деформирования армокаменной конструкции формулируется в переменных Лагранжа с позиций механики сплошных сред [16,17]. Применяется структурно–феноменологическая модель динамики армированной кирпичной кладки [18,19]. Исходный конструктивно–ортоотропный материал представляется в виде комплекса основного материала (кирпичной кладки), рассматриваемого с позиций механики сплошной среды, и стержней, ориентированных вдоль направления армирования. Кирпичная кладка моделируется как континуальная разномодульная среда, свойства которой зависят от вида напряженно–деформированного состояния (НДС) и текущего уровня поврежденности материала [16]. Влияние поврежденности на процесс деформирования учитывается с помощью скалярной функции целостности ω [18–20], представляющий собой меру уменьшения эффективных площадок действия напряжений по отношению к их начальному неповрежденному значению. Изменение меры поврежденности $\Delta\omega$ описывается уравнениями кинетического типа:

$$\Delta\omega = \begin{cases} 0 & \text{при } \sigma_1 < \sigma^R, \sigma_3 > \sigma^S \\ C \frac{1-\omega}{\sigma_1} (\sigma_1 - \sigma^R) & \text{при } \sigma_1 > \sigma^R \\ C \frac{1-\omega}{\sigma_3} (\sigma_3 - \sigma^S) & \text{при } \sigma_3 < \sigma^S \end{cases} \quad (1)$$

где σ_1, σ_3 – текущие значения первого и третьего главных напряжений (эффективных напряжений),

ω – накопленное значение меры поврежденности,

C – константа, используемая для регуляризации описания процесса развития повреждений,

σ^R, σ^S – зависящие от вида НДС предельные значения главных напряжений при растяжении и сжатии,

$$\sigma^R = f_1(P)\sigma_0^R, \sigma^S = f_1(P)\sigma_0^S, \quad (2)$$

σ_0^R, σ_0^S – пределы прочности материала при одноосном растяжении и сжатии.

Соотношения, устанавливающие связь между приращениями напряжений $\Delta\sigma_{ij}, \Delta\sigma_{ij}^*$ и деформаций $\Delta\varepsilon_{ij} = \dot{\varepsilon}_{ij}\Delta t$, записываются в виде [19]:

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{ij} &= 2G_0\Delta\varepsilon'_{ij} + \delta_{ij}3K_0\Delta\varepsilon + \Delta r_{ij} + \Delta t_{ij}, \Delta\sigma_{ij}^* = \Delta\sigma_{ij} - \Delta d_{ij}, \Delta t_{ij} = \Delta G\sigma'_{ij}/G + \delta_{ij}\Delta K\sigma/K \\ \Delta d_{ij} &= \Delta\sigma_{ij}\omega + \sigma_{ij}\Delta\omega, \Delta r_{ij} = 2G_0(A_1 + A_2 + A_1A_2)\Delta\varepsilon'_{ij} + \delta_{ij}3K_0\Delta\varepsilon B \end{aligned} \quad (3)$$

где $\Delta\sigma_{ij}, \Delta\sigma_{ij}^*$ – изменение эффективных и приведенных напряжений на текущем временном шаге;

$\varepsilon'_{ij}, \varepsilon, \sigma'_{ij}, \sigma$ – девиаторные и шаровые компоненты тензоров деформаций и напряжений,

G, K – модули сдвига и объемной деформации, которые определяются по формулам:

$$K = K_0(1+B), K_0 = (K^+ + K^-)/2, B = g_1 \text{sign}(P), g_1 = (K^+ - K^-)/(K^+ + K^-),$$

$$G = G_0(1+A_1)(1+A_2), G_0 = (G^+ + G^-)/2, A_1 = 1 + \sqrt{3}g_2P + 3g_3P^2, A_2 = \frac{G'_0 - G_0}{G_0} \quad (4)$$

$$g_2 = (G^+ - G^-)/2G_0, g_3 = (G^+ + G^-)/2G_0 - 1$$

G^+, G^-, K^+, K^- – значения модулей сдвига и объемной деформации при одноосном растяжении и сжатии,

G'_0 – текущий модуль сдвига на диаграмме $\sigma_i \sim \varepsilon_i$ при чистом сдвиге ($P=0$), характеризующий нелинейную упругость. Для применения соотношений (1) – (4) требуются деформационные и прочностные характеристики материала при сдвиге, одноосном растяжении и сжатии, а также экспериментальные данные по разрушению материала в условиях сложного НДС, необходимые для получения функций $f_1(P), f_2(P)$ из (2).

При достижении мерой поврежденности критического значения ($\omega=1$) происходит локальное разрушение кирпичной кладки. При растяжении для материала характерно образование микротрещин, а затем и макротрещин, перпендикулярных направлению главного растягивающего напряжения [18].

Наряду с эффективными напряжениями σ_{ij} , действующими на поврежденных площадках, вводятся приведенные напряжения σ_{ij}^* , статически эквивалентные σ_{ij} , но отнесенные к неповрежденным площадкам. Первые фигурируют при определении состояния материала в точке тела [18,19], вторые используются при формулировке уравнений движения конструкции, которые выводятся из вариационного принципа баланса виртуальных мощностей:

$$\int_{\Omega} [\sigma_{ij}^{*b} \delta \dot{\varepsilon}_{ij}^b (1-\alpha) + \sigma_{ij}^a \delta \dot{\varepsilon}_{ij}^a \alpha] dV + \int_{\Omega} \rho \ddot{U}_i \delta \dot{U}_i dV = \int_{\Gamma_p} P_i \delta \dot{U}_i d\gamma + \int_{\Gamma_q} P_i^q \delta \dot{U}_i d\gamma, \quad (i, j = \overline{1,3}) \quad (5)$$

В (5) $\dot{\varepsilon}_{ij}$ – компоненты тензора скоростей деформаций:

$$\dot{\varepsilon}_{ij} = (\dot{U}_{i,j} + \dot{U}_{j,i})/2 \quad (i, j = \overline{1,3}), \quad \dot{U}_{i,j} = \partial \dot{U}_i / \partial X_j, \quad X_j = X_j|_{t=0} + \int_0^t \dot{U}_j dt, \quad (6)$$

где: U_i – перемещения в общей системе координат X ,

p_i^q – контактное давление,

p_i – распределенная нагрузка,

Ω – область, занимаемая конструкцией,

Γ_q – поверхность контакта,

Γ_p – зона действия внешнего давления, точка над символом означает частную производную по времени t , по повторяющимся индексам ведется суммирование, символами b, a помечены компоненты тензоров в кирпичной кладке и в армирующих элементах;

α – интенсивность армирования (содержание арматуры);

ρ – плотность армированной кладки;

В зависимости от рассматриваемой задачи контактное взаимодействие конструктивных элементов формулируется как односторонняя связь (непроникание по нормали), жесткая склейка или жесткая склейка с проверкой условий прочности [18].

Предполагается, что армирующие стержни воспринимают лишь осевые усилия растяжения–сжатия и деформируются совместно с основным материалом [21]. Деформации и напряжения для армирующего слоя определяются в сопутствующем базисе, отслеживающем движение элементарного объема как жесткого целого.

2. Метод решения. Решение задачи при заданных начальных и краевых условиях основано на методе конечных элементов [22–24]. Интегрирование по времени осуществляется по явной конечно–разностной схеме типа «крест». Кирпичная кладка разбивается с помощью шестигранных 8–узловых изопараметрических конечных элементов, в узлах которых определяются перемещения $\{U\}$, скорости перемещений $\{\dot{U}\}$ и ускорения $\{\ddot{U}\}$ в общей системе координат $X = [X_1 X_2 X_3]^T$. Для аппроксимации скорости перемещений внутри конечного элемента применяются полилинейные функции формы

$$\dot{U}_i = \sum_{k=1}^8 \dot{U}_i^k N_k(\xi_1, \xi_2, \xi_3), \quad N_k = (1 + \xi_1 / \xi_1^k)(1 + \xi_2 / \xi_2^k)(1 + \xi_3 / \xi_3^k) / 8, \quad -1 \leq \xi_i \leq 1, \quad i = \overline{1,3}, \quad (7)$$

где \dot{U}_i^k – i -я компонента скорости перемещений узла k в общем базисе.

Аппроксимация скорости деформаций и напряжений в конечных элементах массивных тел приведена в [23,24].

Для моделирования арматуры применяется континуальный подход [21], в котором матрица коэффициентов упругости основного материала модифицируется с учетом влияния анизотропии. В данном случае эта матрица представляет собой матрицу коэффициентов упругости кирпичной кладки с дополнительным слагаемым, учитывающим влияние жесткости арматуры в направлении анизотропии. Входящие в уравнения состояния константы берутся из анализа динамических диаграмм деформирования, полученных из натурального или вычислительных экспериментов.

Армирующие стержни разбиваются на отрезки прямых, положение в пространстве которых определяется координатами X_i^l точек пересечения стержней с гранями конечных элементов основного материала [21]. Проскальзывание между арматурой и связующим материалом не рассматривается. Деформации и напряжения в стержне аппроксимируются в локальной системе координат, отслеживающей вращение его оси. Перерезывающими силами, крутящим и изгибающими моментами в стержнях пренебрегаем. Напряжения в стержне заменяются статически эквивалентными силами узлов конечного элемента кирпичной кладки, которые проецируются в общую систему координат и суммируются с узловыми силами от напряжений в кирпичной кладке и внешней нагрузки. Результирующие узловые силы подставляются в дискретный аналог уравнения движения конечно–элементной сетки расчетной области, который интегрируется по явной конечно–разностной схеме. Для подавления осцилляций численного решения при ударных воздействиях применяются процедуры сглаживания [25].

3. Результаты расчетов. Изложенная выше конечно–элементная методика решения трехмерных нелинейных задач динамической прочности армированной кирпичной кладки, реализована в рамках вычислительной системы «Динамика–3» [26].

Для верификации методики и программного обеспечения решена задача о разрушении блока кирпичной кладки (1,035×0,522×0,25м) при взрыве заряда ВВ типа ТГ 50/50 цилиндрической формы (R=5см, h=15см, масса 1,84 кг), расположенного на расстоянии 2м от

стенки (рисунок 1). Нижний край блока кирпичной кладки жестко заземлен, а перемещения ее торцов ограничены неподвижными вертикальными опорами. В расчетах рассматривались варианты армированной и неармированной кладки. Для механических и прочностных характеристик кирпичной кладки задавались следующие значения: $\rho = 1,4 \text{ г/см}^3$, модуль упругости $E = 28 \text{ ГПа}$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,16$.

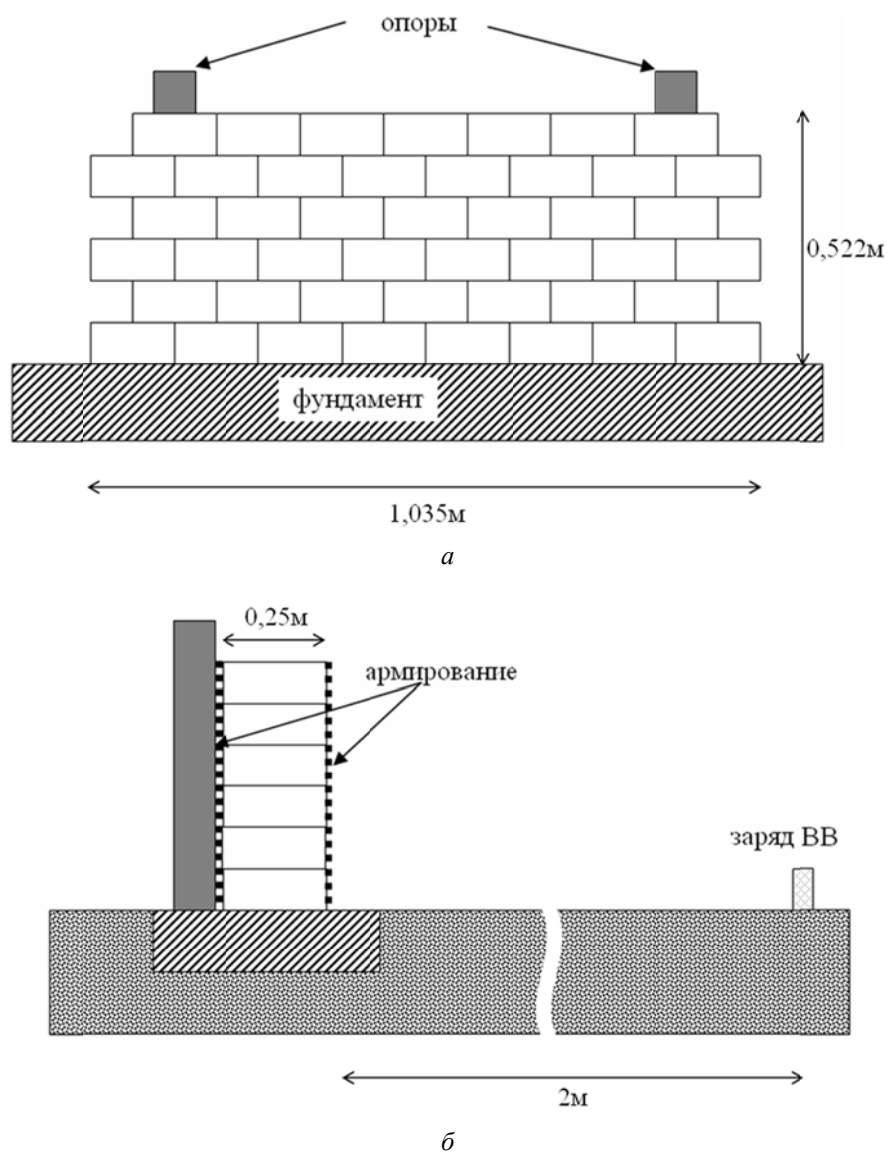


Рисунок 1 – Расчетная схема

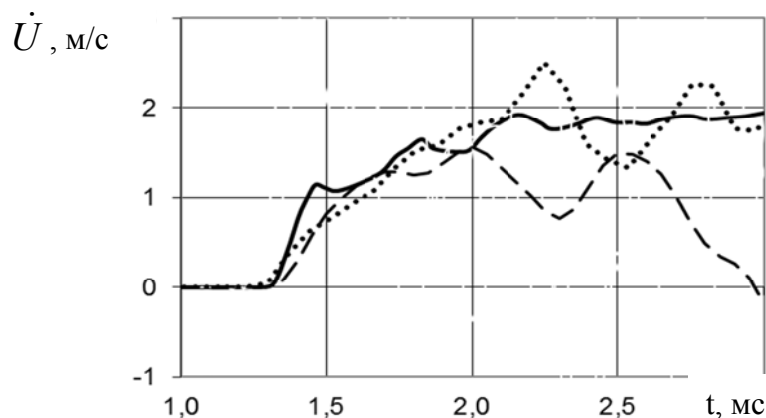


Рисунок 2 – Изменение во времени скорости смещения в центре кирпичной кладки

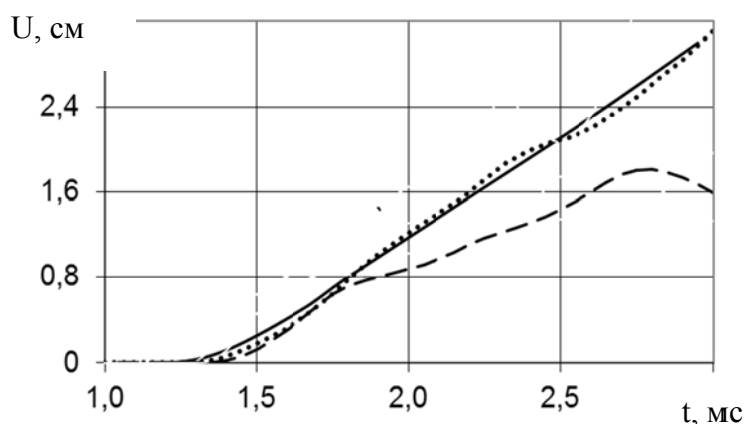


Рисунок 3 – Изменение во времени смещения в центре кирпичной кладки

Прочностные характеристики кирпичной кладки σ^S , σ^R подбирались путем сопоставления результатов численных и натурных экспериментов, моделирующих ее разрушение при взрыве заряда ВВ [27]. Арматура предполагалась выполненной из стали ($\rho = 7,8 \text{ г/см}^3$, $E = 200 \text{ ГПа}$, $\mu = 0,3$) и располагалась равномерно на лицевых поверхностях кладки в горизонтальном и вертикальном направлениях. Плотность армирования равна 6%. Параметры взрывной нагрузки задавались в соответствии с диаграммами [28].

Результаты решения приведены на рисунках 2, 3 в виде временных зависимостей прогибов U и скорости перемещения \dot{U} центра стенки: сплошная линия – данные эксперимента [27] для неармированной кирпичной кладки, пунктирная и штриховая линиями – результаты расчетов, полученные для неармированной и армированной кирпичной кладки.

Анализ результатов показал следующее. При данных параметрах взрывного воздействия в центральной части тыльной поверхности неармированного кирпичного блока от растягивающих напряжений возникает зона повреждений. В процессе динамического изгиба здесь образуется вертикальная трещина. Со временем вертикальная трещина распространяется по всему поперечному сечению блока и он распадается на две части. Применение рассмотренного варианта армирования не устраняет полностью повреждения блока кирпичной кладки, но значительно уменьшает его смещения. Достоверность результатов численных расчетов подтверждается данными натурных экспериментов [27].

Дополнительные расчеты показали существенное влияние разномодульности кирпичной кладки (пределы прочности на сжатие и растяжение, найденные из сопоставления вычислительных и натурных экспериментов, значительно отличались) на форму разрушения. Если в расчетах задать σ^S равным σ^R , вертикальную трещину получить не удастся.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 17-08-00986-а.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коноводченко, В.И. Усиление стен кирпичных зданий для повышения их сейсмостойкости/В.И. Коноводченко//Сейсмостойкость крупнопанельных и каменных зданий. – М.: Стройиздат. – 1967. – С. 180–186.
2. Джабаров М. Восстановление несущей способности и поврежденной кирпичной кладки/М. Джабаров//Динамика и сейсмостойкость зданий и сооружений. – Душанбе: Дониш. – 1976. – С. 103–114.
3. Мартемьянов, А.И. Способы восстановления зданий и сооружений, поврежденных землетрясением/А.И. Мартемьянов, В.В. Ширин. – М.: Стройиздат, 1978. – 204 с.
4. Джабаров, М. Исследование прочности поврежденной кирпичной кладки, усиленной армированными штукатурными слоями/М. Джабаров//Динамика и сейсмостойкость зданий и сооружений. – Душанбе: Дониш – 1980. – С. 168–174.
5. Джабаров, М. Методы усиления кирпичных зданий пневмобетоном и штукатурными слоями в сейсмических районах: дис. ... канд. тех. наук. / Академия наук Таджикской ССР. Институт сейсмостойкого строительства и сейсмологии. – Душанбе, 1986. – 221 с.

6. Тонких, Г.П. Методика экспериментальных исследований по усилению зданий из каменной кладки железобетонными аппликациями/Г.П. Тонких, В.В. Кошаев, О.В. Кабанцев//Сейсмостойкое строительство. Безопасность сооружений. – 2005. – №6. – С. 63–65.
7. Тонких, Г.П. Экспериментальные исследования несущей способности комбинированной каменной кладки при главных нагрузках/Г.П. Тонких, В.В. Кошаев, О.В. Кабанцев//Сейсмостойкое строительство. Безопасность сооружений. – 2007. – №6. – С. 26–31.
8. Тонких, Г.П. Экспериментальные исследования сейсмоусиления каменной кладки наружными бетонными аппликациями/ Г.П. Тонких, О.В. Кабанцев, О.А. Симаков, А.Б. Симаков, С.М. Баев, П.С. Панфилов//Сейсмостойкое строительство. Безопасность сооружений. – 2011. – №2. – С. 35–41.
9. Тонких, Г.П. Результаты статических испытаний каменной кладки, усиленной железобетонной аппликацией / Г.П. Тонких, О.В. Кабанцев, В.В. Кошаев // Вопросы безопасности военной деятельности, создания и функционирования объектов военной инфраструктуры: Сб. научных трудов под ред. С.Н. Латушкина, Ю.В. Малофеева. – М.: 26 ЦНИИ. – 2007. – С. 105–116.
10. Баранова, Т.И. Прочность и устойчивость каменных и армокаменных конструкций/Т.И. Баранова, А.В. Туманов. – Пенза: ПГУАС, 2013. – 280 с.
11. Туманов А.В. Экспериментальные исследования армокирпичных стен/А.В. Туманов. – Saarbrücken, Deutschland: LAP Lambert Academic Publishing, 2011. – 144с.
12. Ward, S.P. Retrofitting existing masonry buildings to resist explosions/S.P. Ward//Journal of Performance of Constructed Facilities. – 2004. – Vol. 18, No. 2. – P. 95–99.
13. King, K.W., Wawlawczyk J.H., Ozbey C. Retrofit strategies to protect structures from blast loading/ K.W. King, J.H. Wawlawczyk, C. Ozbey//Canadian Journal of Civil Engineering. – 2009. – Vol. 36, No. 8. – P. 1345–1355
14. Hayes, J.R. Can strengthening for earthquake improve blast and progressive collapse resistance? /J.R. Hayes, S.C. Woodson, R.G. Pekelnicky, C.D. Poland, W.G. Corley, M. Sozen//Journal of Structural Engineering. – 2005. – Vol. 131, No 8. – P. 1157–1177.
15. Голубев, В.И. Воздействие природных катастроф на наземные сооружения/В.И. Голубев, И.Е. Квасов, И.Б. Петров//Математическое моделирование. – 2011. – Т. 23, № 8. – С.46–54.
16. Поздеев, А.А. Большие упругопластические деформации: теория, алгоритмы, приложения/А.А. Поздеев А.А., П.В. Трусков, Ю.И. Няшин Ю.И. – М.: Наука, 1986. – 232 с.
17. Belytschko, T. Nonlinear finite elements for continua and structures/T. Belytschko, W.K. Liu, B. Moran. – New York: John Wiley & Sons, 2000. – 600 p.
18. Баженов, В.Г. Моделирование деформирования и разрушения конструкций из кусочно-однородных материалов с регулярной структурой при взрывном нагружении/ В.Г. Баженов, А.В. Гордиенко, С.В. Зефирков, А.И. Кибец, Л. Крушка//Математическое моделирование. – 2006. – Т.18. № 8. С. 86–92.
19. Капустин, С.А. Численный анализ поведения конструкций из кусочнооднородных материалов, имеющих блочно-периодическую структуру/С.А. Капустин, С.Ю. Лихачева//Проблемы прочности и пластичности. – Н.Новгород: Изд-во ННГУ. – 2000. – №62. – С.93–100.
20. Качанов, Л.М. Основы теории разрушения/Л.М. Качанов. – М.: Наука, 1974.
21. Дудник, А.В. Конечно-элементная методика решения трехмерной нестационарной задачи динамики дискретно армированных конструкций/А.В. Дудник, А.И. Кибец, Ю.И. Кибец//Проблемы прочности и пластичности. – Н.Новгород: Изд-во ННГУ. – 2003 – №65. – С.97–101.
22. Голованов, А.И. Метод конечных элементов в статике и динамике тонкостенных конструкций/А.И. Голованов, О.Н. Тюленева, А.Ф. Шигабутдинов. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. 391 с.
23. Баженов, В.Г. Устойчивость и предельные состояния упругопластических сферических оболочек при статических и динамических нагружениях/В.Г. Баженов, Е.Г. Гоник, А.И. Кибец, Д.В. Шошин//Прикладная механика и техническая физика. – 2014. – Т.55, №1. – С.13–18.
24. Баженов, В.Г. Численное моделирование нестационарных процессов ударного взаимодействия деформируемых элементов конструкций/В.Г. Баженов, А.И. Кибец, И.Н. Цветкова//Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1995. – № 2. – С.20–26.
25. Баженов, В.Г. О консервативном сглаживании разрывных волн напряжений в МКЭ/ В.Г. Баженов, С.В. Зефирков//Вестник ННГУ. Серия Механика. – 2001. – №1. – С.166–173.
26. Программный продукт «Пакет прикладных программ для решения трехмерных задач нестационарного деформирования конструкций, включающих массивные тела и оболочки, «Динамика-3» (ППП «Динамика 3»): Сертификат соответствия Госстандарта России № РОСС RU.МЕ20.Н00338.
27. Баженов, В.Г. Расчетно – экспериментальный метод анализа деформационных и прочностных характеристик кирпичной кладки при взрывном нагружении/В.Г. Баженов, Н.Н. Гердюков, А.В. Гордиенко, А.В. Дудник, А.И. Кибец, Л. Крушка//Проблемы прочности и пластичности. – Н. Новгород: Изд-во ННГУ. – 2008. – №70. – С.141 – 146.
28. Баженов, В.Г. Деформирование и разрушение конструкции кирпичной кладки при взрывном нагружении/В.Г. Баженов, С.В. Зефирков, Д.Б. Корюкин и др.//Прикладные проблемы прочности и пластичности. Численное моделирование физико-механических процессов: Межвуз.сб. – М.:ТНИ КМК. – 1999. – №60. – С.19–25.

Вуцин Леонид Игоревич
Национальный исследовательский
Нижегородский государственный
университет им. Н.И. Лобачевского
аспирант
603950, Нижний Новгород,
проспект Гагарина, д. 23, корп. 6,
ГСП-1000
Тел. 89990760355
E-mail: vucleonid@mail.ru

Демарева Анастасия Вячеславовна
Национальный исследовательский
Нижегородский государственный
университет им. Н.И. Лобачевского
аспирант
603950, Нижний Новгород,
проспект Гагарина, д. 23, корп. 6,
ГСП-1000
Тел. 89027821120
E-mail: ivdemarev@mail.ru

Иванов Виктор Анатольевич
ФГБОУ ВО Чувашский
государственный университет им.
И.Н. Ульянова
Старший преподаватель
603950, Нижний Новгород,
проспект Гагарина, д. 23, корп. 6,
ГСП-1000
Тел. 89278575051
E-mail: 2605Viktor@mail.ru

Кибец Александр Иванович
Научно-исследовательский институт механики
Национального исследовательского Нижегородского
государственного университета
им. Н.И. Лобачевского
Доктор физико-математических наук, профессор,
главный научный сотрудник
603950, Нижний Новгород, проспект Гагарина, д. 23,
корп. 6, ГСП-1000
Тел. 89503411905
E-mail: kibec@mech.unn.ru

Кибец Юрий Иванович
Научно-исследовательский институт механики
Национального исследовательского Нижегородского
государственного университета
им. Н.И. Лобачевского
Кандидат технических наук, старший научный
сотрудник
603950, Нижний Новгород, проспект Гагарина, д. 23,
корп. 6, ГСП-1000
Тел. 89503411905
E-mail: kibec@mech.unn.ru

L.I. VUCIN, A.V. DEMAREVA, V.A. IVANOV, A.I. KIBETS, Yu.I. KIBETS

THE FINITE-ELEMENT METHOD OF STUDYING THE DEFORMATION AND DAMAGE ACCUMULATION OF REINFORCED MASONRY CONSTRUCTIONS UNDER THE DYNAMIC LOADING

Abstract. *A 3-D problem of non-stationary deformation and damage accumulation of masonry reinforced by steel rods is investigated. The initial constructive-orthotropic material is represented as a complex of a basic material (masonry), which is considered by using the equations of continuum mechanics, and reinforcing rods, which are oriented parallel to the direction of reinforcement. A masonry is modeled as a heterogeneous medium, which properties are depend on the type of stress-strain state and the current level of damage of the material. It is assumed, that the reinforcing rods are affected only by axial forces of tension and compression and deformed in common with the main material. The problem is solved by using the finite-element method and the «cross-type» explicit scheme of integration with respect to time. The results of numerical solution of the problem are compared with experimental data. The effect of reinforcement on strength of masonry is investigated.*

Keywords: masonry, reinforcement, dynamic loading, damage accumulation, finite-element method

BIBLIOGRAPHY

1. Konovodchenko, V.I. Usilenie sten kirpichnyh zdaniy dlya povysheniya ih sejsmostojkosti/V.I. Konovodchenko//Sejsmostojkost krupnopanelnyh i kamennyh zdaniy. – M.: Strojizdat. – 1967. – S. 180–186.
2. Dzhabarov M. Vosstanovlenie nesushchej sposobnosti i povrezhdennoj kirpichnoj kladki/M. Dzhabarov//Dinamika i sejsmostojkost zdaniy i sooruzhenij. Dushanbe: Donish. – 1976. – S. I03–II4.
3. Martemyanov, A.I. Sposoby vosstanovleniya zdaniy i sooruzhenij, povrezhdennyh zemletryaseniem/A.I. Martemyanov, V.V. Shirin. – M.: Strojizdat, 1978. – 204 s.
4. Dzhabarov, M. Issledovanie prochnosti povrezhdennoj kirpichnoj kladki, usilennoj armirovannymi shtukaturnymi slojami/M. Dzhabarov//Dinamika i sejsmostojkost zdaniy i sooruzhenij. – Dushanbe: Donish – 1980. – S. 168–174.
5. Dzhabarov, M. Metody usileniya kirpichnyh zdaniy pnevmobetonom i shtukaturnymi slojami v sejsmicheskikh rajonah: dis. ... kand. tekh. nauk. / Akademiya nauk Tadzhikskoj SSR. Institut sejsmostojkogo stroitelstva i sejsmologii. – Dushanbe, 1986. – 221 s.
6. Tonkih, G.P. Metodika ehksperimentalnyh issledovaniy po usileniyu zdaniy iz kamennoj kladki zhelezobetonnyimi applikatsiyami/G.P. Tonkih, V.V. Koshaev, O.V. Kabantsev//Sejsmostojkoe stroitelstvo. Bezopasnost sooruzhenij. – 2005. – №6. – S. 63–65.
7. Tonkih, G.P. EHksperimentalnye issledovaniya nesushchej sposobnosti kombinirovannoj kamennoj kladki pri glavnyh nagruzkah/G.P. Tonkih, V.V. Koshaev, O.V. Kabantsev // Sejsmostojkoe stroitelstvo. Bezopasnost sooruzhenij. – 2007. – №6. – S. 26–31.
8. Tonkih, G.P. EHksperimentalnye issledovaniya sejsmousileniya kamennoj kladki naruzhnymi betonnyimi applikatsiyami/ G.P. Tonkih, O.V. Kabantsev, O.A. Simakov, A.B. Simakov, S.M. Baev, P.S. Panfilov//Sejsmostojkoe stroitelstvo. Bezopasnost sooruzhenij. – 2011. – №2. – S. 35–41
9. Tonkih, G.P. Rezultaty staticheskikh ispytaniy kamennoj kladki, usilennoj zhelezobetonnoj applikatsiej / G.P. Tonkih, O.V. Kabantsev, V.V. Koshaev // Voprosy bezopasnosti voennoj deyatel'nosti, sozdaniya i funkcionirovaniya ob»ektov voennoj infrastruktury: Sb. nauchnyh trudov pod red. S.N. Latushkina, YU.V. Malofeeva. – M.: 26 TSNI. – 2007. – S. 105–116.

10. Baranova, T.I. Prochnost i ustojchivost kamennyh i armokamennyh konstruksij/T.I. Baranova, A.V. Tumanov. – Penza: PGUAS, 2013. – 280 s.
11. Tumanov A.V. EHksperimentalnye issledovaniya armokirpichnyh sten/A.V. Tumanov. – Saarbrücken, Deutschland: LAP Lambert Academic Publishing, 2011. – 144s.
12. Ward, S.P. Retrofitting existing masonry buildings to resist explosions/S.P. Ward//Journal of Performance of Constructed Facilities. – 2004. – Vol. 18, No. 2. – P. 95–99.
13. King, K.W., Wawlawczyk J.H., Ozbey C. Retrofit strategies to protect structures from blast loading/ K.W. King, J.H. Wawlawczyk, C. Ozbey//Canadian Journal of Civil Engineering. – 2009. – Vol. 36, No. 8. – P. 1345–1355.
14. Hayes, J.R. Can strengthening for earthquake improve blast and progressive collapse resistance? /J.R. Hayes, S.C. Woodson, R.G. Pekelnicky, C.D. Poland, W.G. Corley, M. Sozen//Journal of Structural Engineering. – 2005. – Vol. 131, No 8. – P. 1157–1177.
15. Golubev, V.I. Vozdejstvie prirodnyh katastrof na nazemnye sooruzheniya/V.I. Golubev, I.E. Kvasov, I.B. Petrov//Matematicheskoe modelirovanie. – 2011. – T. 23, № 8. – S.46–54.
16. Pozdeev, A.A. Bolshie uprugoplasticheskie deformatsii: teoriya, algoritmy, prilozheniya/A.A. Pozdeev A.A., P.V. Trusov, YU.I. Nyashin YU.I. – M.: Nauka, 1986. – 232 s.
17. Belytschko, T. Nonlinear finite elements for continua and structures/T. Belytschko, W.K. Liu, B. Moran. – New York: John Wiley & Sons, 2000. – 600 p.
18. Bazhenov, V.G. Modelirovanie deformirovaniya i razrusheniya konstruksij iz kusochno–odnorodnyh materialov s reguljarnoj strukturoj pri vzryvnom nagruzenii/ V.G. Bazhenov, A.V. Gordienko, S.V. Zefirov, A.I. Kibets, L. Krushka//Matematicheskoe modelirovanie. – 2006. – T.18. № 8. S. 86–92.
19. Kapustin, S.A. Chislennyj analiz povedeniya konstruksij iz kusochnoodnorodnyh materialov, imeyushchih blochno–periodicheskuyu strukturu/S.A. Kapustin, S.YU. Lihacheva//Problemy prochnosti i plastichnosti. – N.Novgorod: Izd–vo NNGU. – 2000. – №62. – S.93–100.
20. Kachanov, L.M. Osnovy teorii razrusheniya/L.M. Kachanov. – M.: Nauka, 1974.
21. Dudnik, A.V. Konechno–ehlementnaya metodika resheniya trekhmernoj nestatsionarnoj zadachi dinamiki diskretno armirovannyh konstruksij/A.V. Dudnik, A.I. Kibets, YU.I. Kibets//Problemy prochnosti i plastichnosti. – N.Novgorod: Izd–vo NNGU. – 2003 – №65. – S.97–101.
22. Golovanov, A.I. Metod konechnykh ehlementov v statike i dinamike tonkostennyh konstruksij/A.I. Golovanov, O.N. Tyuleneva, A.F. Shigabutdinov. – M.: FIZMATLIT, 2006. 391 s.
23. Bazhenov, V.G. Ustojchivost i predelnye sostoyaniya uprugoplasticheskih sfericheskikh obolochek pri staticheskikh i dinamicheskikh nagruzeniyah/V.G. Bazhenov, E.G. Gonik, A.I. Kibets, D.V. Shoshin//Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika. – 2014. – T.55, №1. – S.13–18.
24. Bazhenov, V.G. Chislennoe modelirovanie nestatsionarnykh protsessov udarnogo vzaimodejstviya deformiruemykh ehlementov konstruksij/V.G. Bazhenov, A.I. Kibets, I.N. Tsvetkova//Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin. – 1995. – № 2. – S.20–26.
25. Bazhenov, V.G. O konservativnom sglazhivanii razryvnyh voln napryazhenij v MKEH/ V.G. Bazhenov, S.V. Zefirov//Vestnik NNGU. Seriya Mekhanika. – 2001. – №1. – S.166–173.
26. Programmnyj produkt «Paket prikladnyh programm dlya resheniya trekhmernykh zadach nestatsionarnogo deformirovaniya konstruksij, vkluchayushchih massivnye tela i obolochki, «Dinamika–3» (PPP «Dinamika 3»): Sertifikat sootvetstviya Gosstandarta Rossii № ROSS RU.ME20.H00338.
27. Bazhenov, V.G. Raschetno–eksperimentalnij metod analiza deformatsionnyh i prochnostnyh harakteristik kirpichnoj kladki pri vzryvnom nagruzenii/V.G. Bazhenov, N.N. Gerdyukov, A.V. Gordienko, A.V. Dudnik, A.I. Kibets, L. Krushka//Problemy prochnosti i plastichnosti. – N. Novgorod: Izd–vo NNGU. – 2008. –№70. – S.141 – 146.
28. Bazhenov, V.G. Deformirovanie i razrushenie konstruksii kirpichnoj kladki pri vzryvnom nagruzenii/V.G. Bazhenov, S.V. Zefirov, D.B. Koryukin i dr.//Prikladnye problemy prochnosti i plastichnosti. Chislennoe modelirovanie fiziko–mekhanicheskikh protsessov: Mezhevuz.sb. – M.:TNI KMK. – 1999. – №60. – S.19–25.

Vucin Leonid Igorevich

Research Institute of Mechanics of Lobachevsky State University of Nizhni Novgorod
postgraduate student
Prospekt Gagarina (Gagarin Avenue) 23, building 6, Nizhny Novgorod, 603950, Russia
phone number: 89990760355
E–mail: vucleonid@mail.ru

Demareva Anastasiya Vyacheslavovna

Research Institute of Mechanics of Lobachevsky State University of Nizhni Novgorod
postgraduate student
phone number: 89027821120
Prospekt Gagarina (Gagarin Avenue) 23, building 6, Nizhny Novgorod, 603950, Russia
E–mail: ivdemarev@mail.ru

Ivanov Viktor Anatolevich

Chuvash State University
senior professor
Prospekt Gagarina (Gagarin Avenue) 23, building 6, Nizhny Novgorod, 603950, Russia
phone number: 89278575051
E–mail: 2605Viktor@mail.ru

Kibets Aleksandr Ivanovich

Research Institute of Mechanics of Lobachevsky State University of Nizhni Novgorod
Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Chief Researcher
Prospekt Gagarina (Gagarin Avenue) 23, building 6, Nizhny Novgorod, 603950, Russia
phone number: 89503411905
E–mail: kibec@mech.unn.ru

Kibets Yuriy Ivanovich

Research Institute of Mechanics of Lobachevsky State University of Nizhni Novgorod
Ph.D., Senior Researcher
Prospekt Gagarina (Gagarin Avenue) 23, building 6, Nizhny Novgorod, 603950, Russia
phone number: 89503411905
E–mail: kibec@mech.unn.ru

АНАЛИЗ ПРИМЕНИМОСТИ КОМПОЗИЦИОННОГО ЗАКОНА ПРИ ИЗМЕРЕНИЯХ В МАШИНО–ПРИБОРОСТРОЕНИИ

Аннотация. Показана универсальность полученного композиционного закона. Рассматривается вопрос определения оптимального числа многократных измерений исходя из вида плотности распределения погрешности средства измерения. Получены законы распределения случайной величины, обеспечивающие экстремальные значения дисперсии при заданной энтропии. Указано соответствие данных законов известному композиционному, обеспечивающему максимум энтропии при ограничениях на пределы изменения случайной величины и при заданной дисперсии. В частности, при выполнении определенных условий, он соответствует усеченному нормальному, равномерному и двумодальному законам. Показано, что одному значению энтропии соответствуют два значения дисперсии. Этот эффект обеспечивается за счет того, что случайная величина сосредоточена на конечном интервале. Доказана теорема о соотношении энтропии и дисперсии случайной величины, что позволяет согласовать понятие неопределенности, применяемое в информационной теории, с этим же понятием, используемым в современных стандартах на технические измерения. Показано, что усеченный нормальный закон распределения, обеспечивающий максимум энтропии при заданной дисперсии, в тоже время обеспечивает минимум дисперсии при заданной энтропии, а двумодальный закон обеспечивает максимум энтропии при максимуме дисперсии. Выводы базируются на решении двух вариационных задач с изопериметрическими ограничениями. Приведены результаты моделирования, позволяющие оценить правильность сделанных выводов.

Ключевые слова: композиционный закон, неопределенность, дифференциальная энтропия, повышение точности измерений.

Введение.

Снижение погрешности измерений является необходимым условием повышения качества деталей, а, значит, и продукции в машино–приборостроении в целом. Само повышение качества деталей состоит в изготовлении их по более жестким допускам. Применяемые сегодня на практике методы повышения точности измерений, приведены в рекомендациях по межгосударственной стандартизации РМГ 64–2003 «ГСИ. Обеспечение эффективности при управлении технологическими процессами. Методы и способы повышения точности измерений» [1]. Одним из указанных методов повышения точности измерений является метод многократных измерений, на котором подробнее остановимся ниже.

В настоящее время наряду с классическими методами оценки погрешности средств измерения, зафиксированных в современных ГОСТах, широко применяются информационные методы [2, 3]. В обоих случаях используется понятие “неопределенность”, но в каждом из этих случаев оно несет различный смысл. В метрологии понятие “неопределенность” является относительно новым в противоположность термину “погрешность”. Остановимся на понятиях, зафиксированных в современных ГОСТах.

Неопределенность измерения – это параметр, связанный с результатом измерений, который характеризует разброс значений, которые могли бы быть обоснованно приписаны измеряемой величине. Из определения “неопределенности” следует, что она является количественной мерой точности соответствующего результата измерений, и выражает степень доверия, с которой может допускаться, что значение измеренной величины в условиях измерения лежит внутри определенного интервала значений [4].

Стандартная Неопределенность – это неопределенность результата измерений, выраженная как стандартное отклонение.

На типе имеющейся информации о случайной величине основано деление способов оценивания стандартных неопределенностей на оценивания по типу А и оценивание по типу В.

Оценка неопределенности по типу А – метод оценивания неопределенности путем статистического анализа ряда наблюдений, при этом значения стандартных неопределенностей получают из функции плотности распределения, определяемой из наблюдаемого распределения частот.

Оценка неопределенности по типу В – метод оценивания неопределенности иным способом чем статистический анализ ряда наблюдений. При оценивании по типу В значения

стандартных неопределенностей получают из априорной функции плотности распределения, то есть предполагаемой функции плотности распределения, основанной на степени уверенности в том, что событие произойдет.

Стандартные неопределенности часто называют в зависимости от метода их оценивания: стандартные неопределенности типа *A* и стандартные неопределенности типа *B*. В дальнейшем речь пойдет о неопределенности типа *B*.

В теории информации под неопределенностью понимают неопределенность выбора состояния источником информации. Количественной оценкой неопределенности в этом случае является энтропия источника. Погрешность измерений является непрерывной случайной величиной и оценкой ее неопределенности является дифференциальная энтропия.

Целью статьи является оценка преимуществ использования композиционного закона распределения случайной величины, сосредоточенной на конечном интервале, обеспечивающего максимум дифференциальной энтропии при ограничении на дисперсию и определение однозначной функциональной связи между указанными выше понятиями неопределенности.

Основная часть.

Рассмотрим уменьшение неопределенности типа *B* применительно к анализу многократных измерений, являющихся, как было указано мощным средством повышения точности изделий машиностроения. Данный метод позволяет повысить точность измерения, не прибегая к приобретению новых более точных, но дорогих средств измерения.

Неопределенность при измерениях рассчитывается на основе функции или плотности распределения случайной величины, которой является погрешность измерения. Определение указанной функции или плотности распределения, особенно при многократных измерениях, является довольно сложной операцией. Вообще вопросам определения закона распределения погрешностей уделяется большое внимание в литературе связанной с анализом точности средств измерений (СИ), как например в [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15].

Наиболее широкое распространение получили нормальный, равномерный, треугольный (Симпсона) и трапециидальный законы, а также закон арксинуса [4, 16, 17, 18]. Однако, до сих пор строгое обоснование выбора законов распределения погрешностей измерительных приборов отсутствуют. Указанные нормальный и равномерный законы обладают следующей особенностью [19, 20]: они соответствуют максимуму дифференциальной энтропии случайной величины, в нашем случае являющейся погрешностью СИ, при следующих ограничениях. В случае ограничения на дисперсию получается нормальный закон распределения. В случае ограничения на пределы изменения случайной величины – равномерный. Использование каждого из этих законов имеет существенные недостатки. При использовании равномерного закона получаются завышенные теоретические дисперсии. Так, например если полагать, что $\Delta = 2\sigma$, где $\pm \Delta$ – погрешность прибора, берущаяся из его паспортных данных, а σ – среднее квадратическое отклонение, то при равномерном законе, для которого $\Delta = \sqrt{3}\sigma$, погрешность составляет 15,4%. При использовании нормального закона, при котором случайная величина x изменяется от $-\infty$, до $+\infty$, его усекают, например в пределах 4σ . Если закон несимметричен, то вероятность, соответствующая указанным пределам, может значительно отличаться от 1. Как показали расчеты и эксперименты, на реальных приборах, указанная вероятность может принимать значения 0,89 и ниже.

Из приведенных примеров видно, что использование указанных законов может привести к значительным погрешностям при обработке результатов измерений. Поэтому в статье предлагается использовать закон распределения случайной величины, имеющей ограничения на пределы ее изменения при известных математическом ожидании и дисперсии, обеспечивающий максимум дифференциальной энтропии.

При многократных измерениях сама предельная погрешность средств измерения не меняется, и речь идет об изменении дисперсии погрешности результата измерений, которая уменьшается при увеличении количества многократных измерений в n -раз, где n – число многократных измерений. Однако увеличение числа n ведет к увеличению времени измерений, что снижает производительность выпуска продукции. Поэтому число измерений,

а значит и объём снимаемой информации, должен быть минимально необходимым для обеспечения требуемой точности (неопределенности) измерений.

Как известно, погрешность измерения можно свести к аддитивной даже при наличии мультипликативной составляющей, если речь идет об измерении в конкретной точке и представить воспроизводящую величину z как сумму воспроизводимой величины u и некоторой помехи ξ

$$z = u + \xi,$$

причём полагать, что помеха не зависит от z .

В этом случае [21, 22] условная дифференциальная энтропия случайной величины z равна безусловной энтропии помехи ξ , что позволяет, при известном виде ее плотности распределения и при заданной доверительной вероятности, получить граничную оценку сверху необходимого числа измерений. В нашем случае помехой является погрешность средства измерения.

Доверительная вероятность P_δ качества измерения задается разработчиком, исходя из вида и устойчивости технологического процесса и метрологических характеристик средств измерения. Искомая плотность $p(x)$ распределения может быть определена на основе принципа максимума дифференциальной энтропии случайной величины (для наихудшего случая), которой является погрешность прибора, используя принцип максимума энтропии Джейнса [23]. Результатом такого анализа является вид плотности распределения случайной величины, позволяющий получить граничную оценку необходимого числа измерений пользуясь выражением:

$$n = \frac{\sigma^2}{\varepsilon^2},$$

где σ^2 – дисперсия средства измерения;

ε^2 – требуемое значения верности при заданной доверительной вероятности P_δ .

Фактически ε^2 является требуемой дисперсией средства измерения после n измерений.

Требуемое значение верности ε^2 определяется по найденному виду плотности $p(x)$ распределения и доверительной вероятности P_δ . Это осуществляется с использованием метода последовательных приближений следующим образом. Задаётся ε^2 и решается рассматриваемая ниже задача определения вида плотности $p(x)$ распределения случайной величины, которой является погрешность прибора. Вид плотности распределения выбирается из условия обеспечения максимума дифференциальной энтропии указанной случайной величины, дисперсия которой равна ε^2 . Далее по найденной плотности $p(x)$ определяется вероятность P_δ выхода результата измерения за границу поля допуска и сравнивается с заданным значением P_δ . Если $P_\delta > P_\delta$, то ε^2 уменьшается и вновь решается указанная задача. Процесс продолжается до тех пор, пока не будет выполнено указанное условие. После того, как ε^2 найдено, определяется число многократных измерений.

Рассмотрим определение плотности распределения случайной величины, сосредоточенной на конечном интервале при заданных ее математическом ожидании и дисперсии.

Математическая постановка задачи с учетом условия, что x не является центрированной случайной величиной ($m_x \neq 0$), имеет вид:

Определить плотность $p(x)$, доставляющую экстремум функционалу

$$\max_{p(x)} \rightarrow \left\{ H_{\text{диф}}(x) = - \int_a^b p(x) \cdot \ln p(x) \, dx \right\}, \quad (1)$$

при ограничениях:

$$\int_a^b p(x)dx = 1; \quad (2)$$

$$\int_a^b xp(x)dx = m_x = m_3; \quad (3)$$

$$\int_a^b (x - m_x)^2 p(x)dx = \varepsilon^2. \quad (4)$$

Составляя уравнение Эйлера для функционала (1) при ограничениях (2), (3), (4), получим

$$-\ln p(x) - 1 + \lambda_1' + \lambda_2(x - m_x)^2 + \lambda_3'x = 0.$$

Введя обозначения $\lambda_1 = \lambda_1' + \lambda_2 m_x^2$; $\lambda_3 = \lambda_3' - 2\lambda_2 m_x$, запишем последнее выражение в следующем виде:

$$-\ln p(x) - 1 + \lambda_1 + \lambda_2 x^2 + \lambda_3 x = 0. \quad (5)$$

Решая (5) получим:

$$p(x) = e^{\lambda_1 - 1} \cdot e^{\lambda_2 x^2 + \lambda_3 x} = e^{\lambda_2 x^2 + \lambda_3 x + \lambda_1 - 1} = e^{\lambda_1 - 1} \cdot e^{\lambda_2 x^2 + \lambda_3 x}, \quad -a \leq x \leq b \quad (6)$$

где $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – множители Лагранжа.

Они численно определяются из условий (2), (3), (4) при подстановке в них (6), а m_3 и ε^2 заданные математическое ожидание и дисперсия случайной величины.

Выражение (6) лежит в основе теоремы о композиционном законе распределения случайной величины, сосредоточенной на конечном интервале и при заданной дисперсии, обеспечивающей максимум дифференциальной энтропии подробный вывод которой дан в [24].

Теорема. Если случайная величина ограничена конечными пределами $[a, b]$, то при заданных ее математическом ожидании m_3 и дисперсии ε^2 максимальную дифференциальную энтропию обеспечивает композиционный закон распределения этой случайной величины вида

$$\left\{ \begin{array}{l} 0, \quad x < a \\ p(x) = \frac{C}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}}; \quad \varepsilon^2 < \frac{(b-a)^2}{12}; \quad \lambda_2 < 0; \quad a \leq x \leq b; \\ p(x) = \frac{1}{b-a}; \quad \varepsilon^2 = \frac{(b-a)^2}{12}; \quad \lambda_2 = 0; \quad a \leq x \leq b; \\ p(x) = Me^{\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}}; \quad \varepsilon^2 > \frac{(b-a)^2}{12}; \quad \lambda_2 > 0; \quad a \leq x \leq b; \\ 0, \quad x > b. \end{array} \right. \quad (7)$$

при этом если дисперсия $\varepsilon^2 > \frac{(b-a)^2}{12}$ он является двумодальным, если дисперсия

$\varepsilon^2 = \frac{(b-a)^2}{12}$ – равномерным, а если дисперсия $\varepsilon^2 < \frac{(b-a)^2}{12}$ – усеченным нормальным законом, образующимся из не усеченного, математическое ожидание m и среднеквадратическое отклонение σ которого определяются из выражений

$$m_3 = m + \frac{C\sigma}{\sqrt{2\pi}} \left[e^{-\frac{(a-m)^2}{2\sigma^2}} - e^{-\frac{(b-m)^2}{2\sigma^2}} \right]; \quad (8)$$

$$\varepsilon^2 = \sigma^2 \left\{ 1 + \frac{C}{\sigma\sqrt{2\pi}} \left[(a-m)e^{-\frac{(a-m)^2}{2\sigma^2}} - (b-m)e^{-\frac{(b-m)^2}{2\sigma^2}} \right] \right\} +$$

$$+ 2m \frac{C\sigma}{\sqrt{2\pi}} \left[e^{-\frac{(a-m)^2}{2\sigma^2}} - e^{-\frac{(b-m)^2}{2\sigma^2}} \right] + m^2 + m_3^2, \quad (9)$$

а максимальное значение дифференциальной энтропии при $\varepsilon^2 < \frac{(b-a)^2}{12}$ равно:

$$H_{\text{диф макс}} = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{C}{\sigma\sqrt{2\pi}} \left[(a+m)e^{-\frac{(a-m)^2}{2\sigma^2}} - (b+m)e^{-\frac{(b-m)^2}{2\sigma^2}} \right] \right\} + \frac{m^2}{\sigma^2} - \frac{m m_3}{\sigma^2} - \ln \frac{C}{\sigma\sqrt{2\pi}}.$$

Если $\varepsilon^2 > \frac{(b-a)^2}{12}$ то в предыдущем выражении константа $\frac{C}{\sigma\sqrt{2\pi}}$ заменяется на М.

В [24] дано также следствие из теоремы, которое здесь не приводится.

Результаты моделирования для случайных величин, лежащих в пределах $[-1,1]$ показаны на рисунке 1:

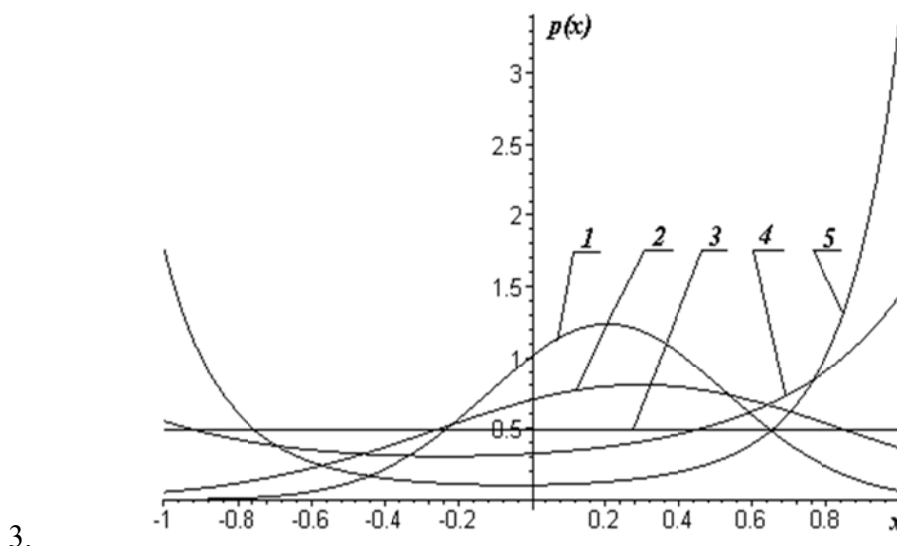


Рисунок 1 – Вид плотностей распределения при математическом ожидании $m_3 = 0.2$ в зависимости от значений дисперсии:

$$1 - \varepsilon^2 = 0,1; 2 - \varepsilon^2 = 0,2; 3 - \varepsilon^2 = 0,333; 4 - \varepsilon^2 = 0,4; 5 - \varepsilon^2 = 0,6$$

Значения констант для кривых равны: кривая 1 – $e^{\lambda_1-1} = 1,011$; $\lambda_2 = -4,743$; $\lambda_3 = 1,958$; кривая 2 – $e^{\lambda_1-1} = 0,701$; $\lambda_2 = -1,613$; $\lambda_3 = 0,954$; кривая 3 – $e^{\lambda_1-1} = 0,487$; $\lambda_2 = 0$; $\lambda_3 = 0$; кривая 4 – $e^{\lambda_1-1} = 0,323$; $\lambda_2 = +1,013$; $\lambda_3 = 0,4775$; кривая 5 – $e^{\lambda_1-1} = 0,1032$; $\lambda_2 = +3,158$; $\lambda_3 = 0,3207$.

На рисунке 1 кривые 1,2 соответствуют усеченному нормальному закону распределения, 3 – равномерному, а 4, 5 – двумодальному.

Проводились экспериментальные исследования на двух типах средств измерений: с индуктивным преобразователем и растровым фотоэлектрическим преобразователем, подтвердившие, что закон распределения их погрешностей является усеченным нормальным [25]. Этот случай обеспечивается при $\lambda_2 < 0$.

Остановимся на универсальности композиционного закона. Выше отмечалось, что наиболее широкое распространение получили нормальный, равномерный, треугольный (Симпсона) и трапециидальный законы, а также закон арксинуса. Нормальный закон получается из композиционного при условиях $a = -\infty$, $b = \infty$; равномерный при $\lambda_2 = 0$; закон

близкий к закону арксинуса реализуется при $\lambda_2 > 0$, рисунок 2. При сложении случайных величин, распределенных по рассматриваемому закону при условии, что $\lambda_2 = 0$, в зависимости от выбора границ интервала $[a, b]$ получаются либо трапецеидальный закон, либо треугольный закон Симпсона. Закон, обеспечивающий максимум дифференциальной энтропии при композиции случайных величин, сосредоточенных на одинаковых конечных интервалах рассмотрен в [26]. Особенностью этого закона является то, что в отличие от усеченного нормального значение плотности распределения для границ интервала $[a, b]$ равны нулю.

Основной причиной, сдерживающей широкое использование универсальности композиционного закона, является отсутствие информации о дисперсии погрешности средства измерительной техники. Если бы в паспорте средства измерений изготовитель указывал кроме предельно допустимой погрешности еще и ее дисперсию, то это открыло бы дополнительные резервы повышения точности. В принципе этот недостаток легко может быть устранен метрологическими службами предприятий эксплуатирующих средства измерения. Для этого необходимо протестировать приборы с целью определения дисперсии их погрешности. В этом случае интуитивный подход заменяется строго научным.

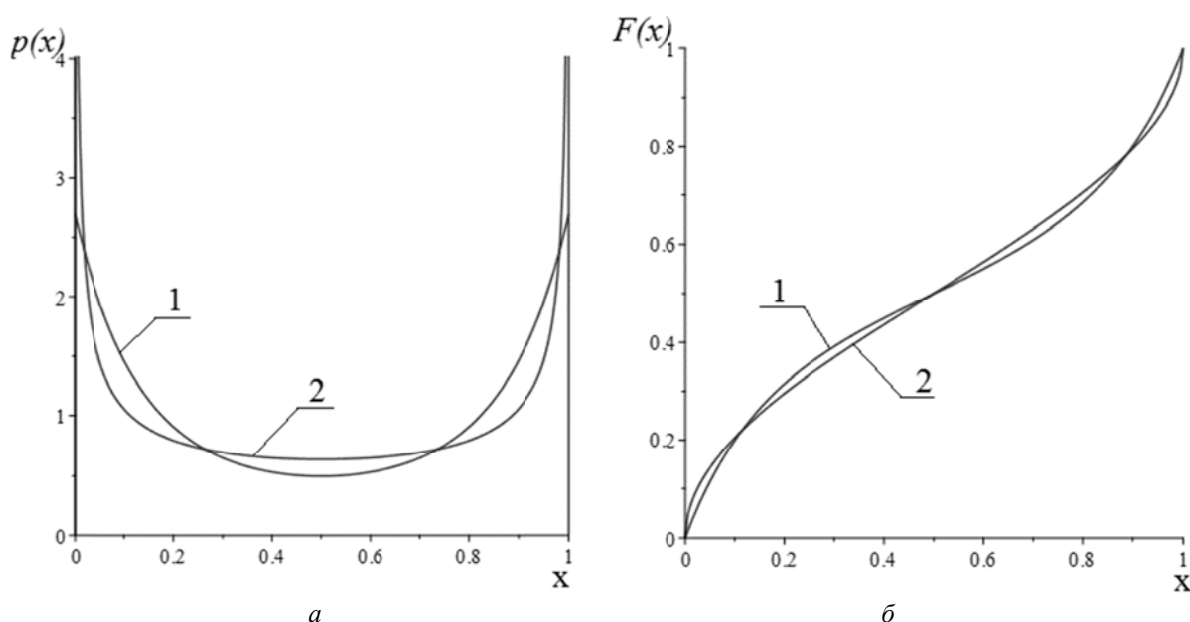


Рисунок 2 – Сравнение композиционного закона и закона арксинуса:

а) плотность распределения, б) функция распределения;

1 – композиционный закон ($a=0$, $b=1$, $D=0,125$, $m=0,5$),

2 – закон арксинуса ($a=0$, $b=1$, $D=0,125$, $m=0,5$)

Само по себе использование энтропии в качестве меры неопределенности не совсем удобно и ненаглядно. Чаще в качестве меры неопределенности используется среднеквадратическое отклонение σ результата измерения [27, 28, 29], однозначно связанное с дисперсией. Далее возникает вопрос: как соотносится энтропия и дисперсия случайной величины, сосредоточенной на конечном интервале, и в данном случае распределенной по композиционному закону. Далее, при определении энтропии использовались натуральные логарифмы. Как показали дальнейшие исследования одному и тому же значению энтропии соответствуют два различных значения дисперсии, что наглядно демонстрируется на графике (рисунок 3) построенному при $a = -1$, $b = 1$, $\sigma^2 \in [0,06; 0,7]$.

Справедливо ли утверждение, что именно этот закон обеспечивает минимум и максимум дисперсии при заданной энтропии. С этой целью решались две обратные вариационные задачи: определение видов плотностей распределений, обеспечивающих

минимум и максимум дисперсии случайной величины, сосредоточенной на конечном интервале при, заданной энтропии.

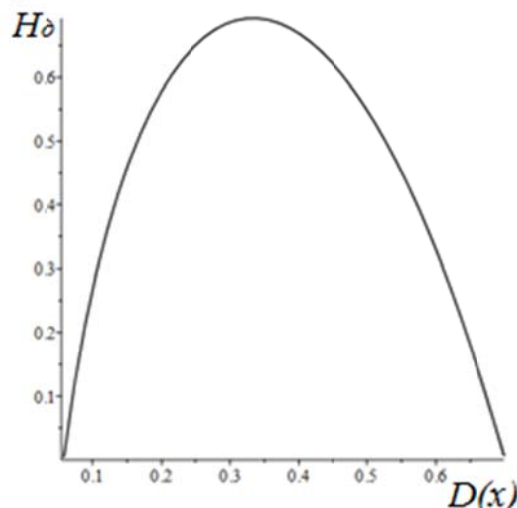


Рисунок 3 – Зависимость энтропии от величины дисперсии

Обе задачи решались для случая центрированной случайной величины.

Задача 1, позволяющая определить вид плотности распределения, обеспечивающего минимум дисперсии $D(x)$ при заданной дифференциальной энтропии H_δ , формулируется следующим образом.

Определить плотность $p(x)$, доставляющую экстремум функционалу

$$\min_{p(x)} \rightarrow \left\{ D(x) = - \int_a^b x^2 p(x) \cdot dx \right\}, \quad (10)$$

при ограничениях:

$$- \int_a^b p(x) \cdot \ln p(x) \, dx = H_\delta, \quad (11)$$

$$\int_a^b p(x) dx = 1. \quad (12)$$

Таким образом, в данном случае стоит вариационная задача на условный экстремум с изопериметрическими ограничениями.

Уравнение Эйлера для функционала (10) и ограничений (11), (12) принимает вид:

$$F_p^{*'} - \frac{d}{dt} F_{p'}^{*'} = 0.$$

где $F_p^{*'} , F_{p'}^{*'}$ – производные функции Лагранжа по $p(x)$ и по $p'(x)$.

В этом выражении:

$F^* = F_0 + \sum_{j=1}^n \lambda_j F_j$; λ_i – постоянные; $n=2$, а Функции F_0, F_1, F_2 имеют вид:

$$F_0 = -x^2 p(x); F_1 = -p(x) \cdot \ln p(x); F_2 = p(x).$$

Учитывая, что $\frac{d}{dt} F_{p'}^{*'} = 0$, имеем:

$$F_p^{*'} = \left[F_0 + \left(\sum_{j=1}^n \lambda_j F_j \right) \right]'_p = 0$$

Подставляя полученное выражение в уравнение Эйлера и учитывая выражения для F_0 , F_1 , F_2 , окончательно получим:

$$-x^2 - \lambda_1 [\ln p(x) + 1] + \lambda_2 = 0.$$

Из этого выражения определяется вид плотности $p(x)$ распределения, обеспечивающий минимум дисперсии $D(x)$:

$$p(x) = e^{-\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}}. \quad (13)$$

Подставляя (13) в ограничения (11), (12) и численно решая полученную систему уравнений находим значения коэффициентов λ_1 , λ_2 .

Проведя замену переменных и учитывая, что

$$\lambda_1 = 2\sigma^2; e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} = M, \text{ а } \lambda_1 > 0,$$

получим выражения для плотности и функции распределения в следующем виде:

$$p(x) = M e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}}; \quad (14)$$

$$F(x) = M \int_a^x e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx.$$

Тогда в соответствии с интегралом Эйлера–Пуассона и с учетом усечения нормального закона, имеем:

$$M = \frac{C}{\sigma\sqrt{2\pi}}, \quad (15)$$

где

$$C = \frac{\sigma\sqrt{2\pi}}{\int_a^b e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx}$$

Подставляя (15) в (14) получим:

$$p(x) = \frac{C}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}};$$

$$F(x) = \frac{C}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_a^x e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx.$$

Таким образом, получившийся закон является усеченным нормальным.

Следовательно, минимальную дисперсию при заданной энтропии, также, как и максимальную энтропию при заданной дисперсии обеспечивает усеченный нормальный закон.

Таким образом доказано что закон обеспечивающий заданную энтропию и имеющий минимальную дисперсию при условии, что $D(x) < \frac{(b-a)^2}{12}$ является усеченным нормальным.

Здесь $D(x)$ – дисперсия полученного закона.

Определим функциональную связь между дисперсией и энтропией. Подставим выражение (13) в ограничения (11), (12):

$$-\int_{-\beta}^{\beta} e^{-\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} \cdot \ln e^{-\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} dx = H_0, \quad (16)$$

$$\int_{-\beta}^{\beta} e^{-\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} dx = 1. \quad (17)$$

Представим выражение (16) в виде:

$$-\int_{-\beta}^{\beta} e^{\frac{-x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1}} (\ln e^{\frac{-x^2}{\lambda_1}} + \ln e^{\frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1}}) dx = H_{\delta}$$

Преобразовав данное выражение получим

$$-\int_{-\beta}^{\beta} e^{\frac{-x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1}} \frac{-x^2}{\lambda_1} dx - \int_{-\beta}^{\beta} e^{\frac{-x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1}} \frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1} dx = H_{\delta}. \quad (18)$$

Рассмотрим второе слагаемое данного выражения. Вынесем за знак интеграла константу $\frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1}$. Тогда с учетом (17) имеем:

$$\frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1} \cdot \int_{-\beta}^{\beta} e^{\frac{-x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1}} dx = \frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1}.$$

Учитывая, что $\int_{-\beta}^{\beta} x^2 \cdot e^{\frac{-x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1}} dx = D(x)$, первое слагаемое в выражении (18) можно записать:

$$\int_{-\beta}^{\beta} e^{\frac{-x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1}} \frac{-x^2}{\lambda_1} dx = -\frac{1}{\lambda_1} \cdot D(x).$$

Тогда выражение (18) примет вид:

$$\frac{D(x)}{\lambda_1} - \frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1} = H_{\delta}.$$

Откуда получим:

$$D(x) = (H_{\delta} - 1)\lambda_1 + \lambda_2. \quad (19)$$

Выражение (19) однозначно характеризует взаимосвязь между минимальной дисперсией $D(x)$ и заданной дифференциальной энтропией H_{δ} при условии $D(x) < \frac{(b-a)^2}{12}$.

Задача 2, позволяющая определить вид плотности распределения, обеспечивающего максимум дисперсии $D(x)$ при заданной дифференциальной энтропии H_{δ} , отличается от предыдущей только видом функционала:

$$\max_{p(x)} \rightarrow \left\{ D(x) = \int_a^b x^2 p(x) \cdot dx \right\}.$$

Аналогично решая указанную задачу получим:

$$p(x) = e^{\frac{-x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1}}. \quad (20)$$

При условии, что $\lambda_1 > 0$ полученный закон соответствует двумодальному.

Результаты моделирования приведены на рисунке 4.

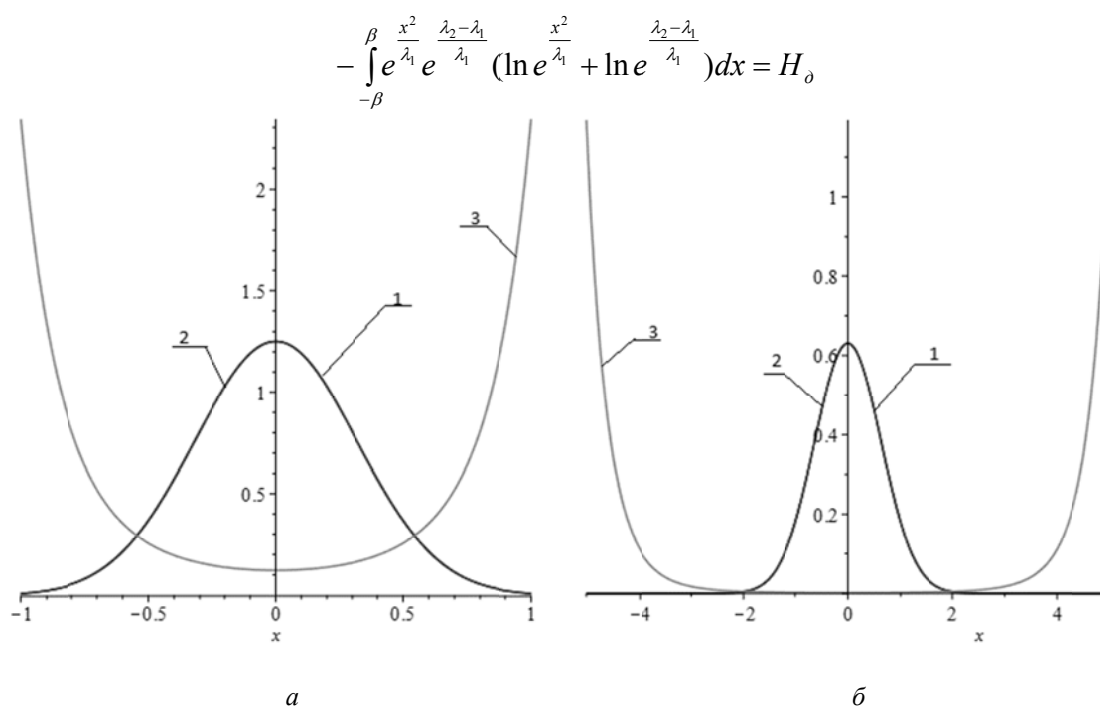
Как и для задачи определения минимума дисперсии, определим функциональную связь между максимальной дисперсией $D(x)$ и заданной дифференциальной энтропией H_{δ} .

Подставим выражения для плотности распределения в ограничения (11), (12):

$$-\int_{-\beta}^{\beta} e^{\frac{-x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1}} \cdot \ln e^{\frac{-x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1}} dx = H_{\delta}, \quad (21)$$

$$\int_{-\beta}^{\beta} e^{\frac{-x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2-\lambda_1}{\lambda_1}} dx = 1. \quad (22)$$

Представим выражение (21) в виде:

**Рисунок 4 – Результаты моделирования:**

- а) 1 – усеченный нормальный ($a = -1$, $b = 1$, $D = 0,1$, $H = 0,266$)
 2 – закон обеспечивающий минимум дисперсии ($a = -1$, $b = 1$, $H = 0,266$, $D = 0,09999$)
 3 – закон обеспечивающий максимум дисперсии ($a = -1$, $b = 1$, $H = 0,266$, $D = 0,622$)
 б) 1 – усеченный нормальный ($a = -5$, $b = 5$, $D = 0,4$, $H = 0,961$)
 2 – закон обеспечивающий минимум дисперсии ($a = -5$, $b = 5$, $H = 0,961$, $D = 0,4$)
 3 – закон обеспечивающий максимум дисперсии ($a = -5$, $b = 5$, $H = 0,961$, $D = 20,693$)

Преобразовав данное выражение получим:

$$-\int_{-\beta}^{\beta} e^{\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} \frac{x^2}{\lambda_1} dx - \int_{-\beta}^{\beta} e^{\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1} dx = H_\theta. \quad (23)$$

Рассмотрим второе слагаемое выражения (23).

Вынесем за знак интеграла константу $\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}$. Тогда с учетом (22) можно записать

$$\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1} \cdot \int_{-\beta}^{\beta} e^{\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} dx = \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}.$$

С учетом того, что $\int_{-\beta}^{\beta} x^2 \cdot e^{\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} dx = D(x)$, первое слагаемое в выражении (23) представляет равенство:

$$\int_{-\beta}^{\beta} e^{\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} \frac{x^2}{\lambda_1} dx = \frac{1}{\lambda_1} \cdot D(x).$$

Тогда выражение (23) примет вид:

$$-\frac{D(x)}{\lambda_1} - \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1} = H_\theta.$$

Откуда получим функциональную зависимость между максимальной дисперсией и заданной энтропией H_θ .

$$-D(x) = (1 - H_\theta) \lambda_1 - \lambda_2. \quad (24)$$

Выражение (24) однозначно характеризует взаимосвязь между максимальной дисперсией $D(x)$ и заданной дифференциальной энтропией H_δ при условии $D(x) > \frac{(b-a)^2}{12}$.

Полученные результаты можно сформулировать в виде теоремы.

Теорема о связи дисперсии с дифференциальной энтропией непрерывной центрированной случайной величины, сосредоточенной на конечном интервале. Если непрерывная центрированная случайная величина сосредоточена на конечном интервале, ограниченном предельными значениями a , b то: при выполнении условия $D(x) < \frac{(b-a)^2}{12}$ минимальная дисперсия $D(x)$ и дифференциальная энтропия H_δ указанной случайной величины связаны соотношением $D(x) = (H_\delta - 1)\lambda_1 + \lambda_2$, причем константы λ_1 и λ_2 определяются как решения системы уравнений

$$-\int_a^b e^{-\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} \cdot \ln e^{-\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} dx = H_\delta;$$

$$\int_a^b e^{-\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} dx = 1$$

а при выполнении условия $D(x) > \frac{(b-a)^2}{12}$ дифференциальная энтропия H_δ и максимальная дисперсия $D(x)$ указанной случайной величины связаны соотношением $-D(x) = (H_\delta - 1)\lambda_1 + \lambda_2$, причем константы λ_1 и λ_2 определяются как решения системы уравнений:

$$-\int_a^b e^{-\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} \cdot \ln e^{-\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} dx = H_\delta;$$

$$\int_a^b e^{-\frac{x^2}{\lambda_1}} e^{\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1}} dx = 1.$$

Следствие. Экстремальные значения дисперсии при заданной дифференциальной энтропии непрерывной центрированной случайной величины сосредоточенной на конечном интервале, ограниченном предельными значениями a , b , однозначно обеспечивает композиционный закон вида:

$$p(x) = e^{\mu_1 - 1} \cdot e^{\mu_2 \cdot x^2}, \quad a \leq x \leq b,$$

причем константы μ_1 и μ_2 определяются как решения системы уравнений

$$\int_a^b e^{\mu_1 - 1} \cdot e^{\mu_2 \cdot x^2} dx = 1;$$

$$\int_a^b x^2 \cdot e^{\mu_1 - 1} \cdot e^{\mu_2 \cdot x^2} dx = D_3,$$

где D_3 – заданное значение дисперсии.

На основе проведенных исследований можно сделать вывод, что усеченный нормальный закон распределения обеспечивает максимум энтропии при заданной дисперсии и в тоже время минимум дисперсии при заданной энтропии, а двумодальный закон обеспечивает максимум энтропии при максимуме дисперсии.

Еще раз отметим, что понятие энтропии, являющееся мерой неопределенности, в теории информации, в данном случае, расходится с понятием неопределенности используемого в качестве критерия точности измерения и приведенное в [19, 30], а соотношения (19) и (24) связывают эти два понятия однозначными функциональными зависимостями.

Другим важным выводом, который можно сделать из проведенных исследований, является то, что плотность распределения, полученная исходя из максимума энтропии случайной величины, сосредоточенной на конечном интервале при заданной дисперсии, однозначно соответствует плотностям распределения законов, обеспечивающих минимум и максимум дисперсии при этой же энтропии.

В качестве дальнейших исследований будет являться анализ применимости полученного закона распределения в различных областях механосборочного производства в машино–приборостроении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. РМГ 64–2003 «ГСИ. Обеспечение эффективности при управлении технологическими процессами. Методы и способы повышения точности измерений»
2. Новицкий, П.В. Основы информационной теории измерительных устройств / П.В. Новицкий. – Л.: Энергия, 1968. – 248 с.
3. Новицкий, П.В. Оценка погрешностей результатов измерений / П.В. Новицкий, И.А. Зограф. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1991.
4. Ефремова, Н.Ю. Оценка неопределенности в измерениях: Практическое пособие/ Н.Ю. Ефремова. – Мн.: БелГИМ, 2003. – 50 с.
5. Браславский, Д.А. Точность измерительных устройств / Д.А. Браславский, В.В. Петров. – М.: Машиностроение, 1976. – 312с.
6. Вентцель, Е.С. Теория вероятностей и ее инженерные приложения / Вентцель Е.С., Л.А. Овчаров. – М.: Наука, 1988. – 480с.
7. Вострокнутов, Н.Г. Информационно – измерительная техника / Н.Г. Вострокнутов, Н.Н. Евтихийев. – М.: Высш. шк., 1977. – 232с.
- 8.Кемпинский, М.М. Точность и надежность измерительных приборов / Кемпинский М.М. – Л.: Машиностроение, 1972. – 264с.
9. Коротков, В.П. Основы метрологии и точности механизмов приборов / В.П.Коротков, Б.А. Тайц. – М.: Изд-во машиностроительной литературы, 1961. – 400с.
10. Мокров, Ю.В. Метрология, стандартизация, сертификация. [Учеб. пособ.] / Мокров Ю.В. – Дубна, 2007. – 132с.
11. Назаров, Н.Г. Метрология. Основные понятия и математические модели / Назаров Н.Г. – М.: «Высшая школа», 2002. – 318с.
12. Орнатский, П.П. Теоретические основы информационно–измерительной техники / Орнатский П.П. – К.: Вища школа, 1983. – 455с.
13. Полишко, С.П. Точность средств измерений / С.П. Полишко, А.Д. Турбенюк. – К.: Вища школа, 1988. – 149 с.
14. Рудзит, Я.А. Основы метрологии, точность и надежность в приборостроении / Я.А. Рудзит, В.Н. Плуталов. – М.: Машиностроение, 1990. – 304с.
15. Сурикова, Е.И. Погрешности приборов и измерений / Сурикова Е.И. – Л. Изд-во Ленингр. ун-та, 1975. – 160 с.
16. Гаврилов, Л.Н. Точность производства в машиностроении и приборостроении / Л.Н. Гаврилов Н.А. Бородачев, Р.М. Абрашитов. – М.: Машиностроение, 1973. – 567с.
17. Бруевич, Н.Г. Основы теории точности механизмов: монография / Н.Г. Бруевич, Е.А. Правоторова, В.И. Сергеев. – М.: Наука, 1988.
18. Фундаментальные проблемы теории точности. Коллектив авторов / Под ред. В.П. Булатова, И.Г. Фридлендера. – СПб.: Наука, 2001. – 504 с.
19. Барашкова, Т. Неопределенность результата измерений / Т.Барашкова, Р. Лаанеотс. – Таллинн: Таллиннский технический университет, 2003. – 76с.
20. Вегер, В. Информация об измеряемой величине как основа формирования функции плотности вероятности / Вегер В. // Измерительная техника №3. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2003. – С.3–9.
21. Копп, В.Я. Определение граничной оценки числа многократных двухпараметрических измерений на основе анализа дифференциальной энтропии / В.Я. Копп, А.И. Балакин, О.В. Филипповичи и др. // Вестник СевНТУ № 83. – Севастополь, 2007. – С.168–171.
22. Копп, В.Я. Информационный анализ диапазонов измерений / В.Я. Копп, А.А. Скидан, В.М. Шарапов и др. // Оптимизация производственных процессов: Сб. науч. тр. Вып.10. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2007. – С. 196 – 199.
23. Джейнс, Э.Т. О логическом обосновании методов максимальной энтропии/ Э.Т. Джейнс // Труды института инженеров по электротехнике и электронике, т. 70, №9, 1982, С. 33–51.
24. Копп, В.Я. Анализ дифференциальной энтропии при технических измерениях в Машино–приборостроении / В.Я. Копп, А.А. Скидан, А.И. Балакин, О.В. Филиппович // «Труды Одесского политехнического университета» научный и производственно–практический сборник по техническим и естественным наукам – выпуск 1(27) Одесса. – 2007. – С. 214–218.

25. Копп, В.Я. Оптимальная оценка числа измерений приборных систем / В.Я. Копп, А.А. Скидан, А.П. Васютенко // Вестник СевНТУ. Вып. 36: Автоматизация процессов и управление: Сб. науч. тр. – Севастополь, 2002. – С. 75 – 80.

26. Копп, В.Я. Использование принципа максимума энтропии при оценке требуемого числа измерений для приборных систем / В.Я. Копп, А.И. Балакин, Е.А. Чуйко, М.В. Заморёнов // Технологічні комплекси: науковий журнал. – Луцьк. – 2013. – № 2(28). – С. 52 – 58.

27. ГОСТ 8.207–76 Государственная система обеспечения единства измерений. Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений. Основные положения.

28. ГОСТ Р ИСО 5725 – 2002. Точность (правильность и прецизионность) методов и результатов измерений. Часть 2. – М.: Изд-во стандартов. 151 с.

29. РМГ 43–2001 Государственная система обеспечения единства измерений. Применение «Руководства по выражению неопределенности измерений»

30. Захаров, И.П. Теория неопределенности в измерениях / И.П. Захаров, В.Д. Кукуш. – Харьков: Консум, 2002. – 256 с.

Копп Вадим Яковлевич

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь

Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Приборные системы и автоматизация технологических процессов» Севастопольского государственного университета

299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33

Тел. 55–00–77

E-mail: v_kopp@mail.ru

Балакин Алексей Игоревич

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь

Кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Приборные системы и автоматизация технологических процессов» Севастопольского государственного университета

299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33

Тел. 55–00–77

E-mail: AIBalakin@sevsu.ru

V.Ya. KOPP, A.I. BALAKIN

THE ANALYSIS OF APPLICABILITY OF THE COMPOSITE LAW FOR MEASUREMENTS IN MACHINE AND INSTRUMENT BUILDING

Abstract. *The obtained composite law is universal. The problem of determining the optimal number of multiple measurements based on the type of the error distribution density of the measuring means is considered. The laws of distribution of a random variable are obtained, they ensure the extreme values of dispersion at specified entropy. It is indicated that the given law corresponds to the known compositional one which ensures maximum entropy under the restrictions on variation limits of the random variable and at specified dispersion. In particular, under certain conditions, it corresponds to an abridged normal, uniform and bimodal laws. It is shown that two dispersion values correspond to a single entropy value. This effect is provided due to the fact that the random variable is concentrated on a finite interval. The theorem on the interrelation of entropy and dispersion of a random variable is proved which allows us to reconcile the concept of uncertainty used in the information theory with the same concept used in the up-to-date standards of technical measurements. It is shown that an abridged normal distribution law providing maximum of entropy at specified dispersion, at the same time provides the minimum of dispersion at specified entropy, and the bimodal law provides the maximum of entropy at the maximum of dispersion. The conclusions are based on the solution of two variational problems with isoperimetric constraints. The results of modeling allowing to evaluate the correctness of the conclusions are presented.*

Keywords: *composite law, uncertainty, differential entropy, increase of measurement accuracy.*

BIBLIOGRAPHY

1. РМГ 64–2003 «GSI. Obespecheniye effektivnosti pri upravlenii tekhnologicheskimi protsessami. Metody i sposoby povysheniya tochnosti izmereniy»
2. Novitskiy, P.V. Osnovy informatsionnoy teorii izmeritelnykh ustroystv / P.V. Novitskiy. – L.: Energiya, 1968. – 248 s.
3. Novitskiy, P.V. Otsenka pogreshnostey rezultatov izmereniy / P.V. Novitskiy, I.A. Zograf. – 2-ye izd., pererab. i dop. – L.: Energoatomizdat. Leningr. otd.-niye, 1991.
4. Yefremova, N.YU. Otsenka neopredelennosti v izmereniyakh: Prakticheskoye posobiye/ N.YU. Yefremova. – Mn.: BelGIM, 2003. – 50 s.
5. Braslavskiy, D.A. Tochnost izmeritelnykh ustroystv / D.A. Braslavskiy, V.V. Petrov. – M.: Mashinostroyeniye, 1976. – 312 s.
6. Venttsel, Ye.S. Teoriya veroyatnostey i yeye inzhenernyye prilozheniya / Venttsel Ye.S., L.A. Ovcharov. – M.: Nauka, 1988. – 480 s.

7. Vostroknutov, N.G. Informatsionno – izmeritelnaya tekhnika / N.G. Vostroknutov, N.N. Yevtikhiyev. – M.: Vyssh. shk., 1977. – 232 s.
8. Kempinskiy, M.M. Tochnost i nadezhnost izmeritelnykh priborov / Kempinskiy M.M. – L.: Mashinostroyeniye, 1972. – 264 s.
9. Korotkov, V.P. Osnovy metrologii i tochnosti mekhanizmov priborov / V.P. Korotkov, B.A. Tayts. – M.: Izd-vo mashinostroitel'noy literatury, 1961. – 400 s.
10. Mokrov, YU.V. Metrologiya, standartizatsiya, sertifikatsiya. [Ucheb. posob.] / Mokrov YU.V. – Dubna, 2007. – 132 s.
11. Nazarov, N.G. Metrologiya. Osnovnyye ponyatiya i matematicheskiye modeli / Nazarov N.G. – M.: «Vysshaya shkola», 2002. – 318 s.
12. Ornatskiy, P.P. Teoreticheskiye osnovy informatsionno–izmeritel'noy tekhniki / Ornatskiy P.P. – K.: Vishcha shkola, 1983. – 45 5s.
13. Polishko, S.P. Tochnost sredstv izmereniy / S.P. Polishko, A.D. Turbenok. – K.: Vishcha shkola, 1988. – 149 s.
14. Rudzit, YA.A. Osnovy metrologii, tochnost i nadezhnost v priborostroyenii / YA.A. Rudzit, V.N. Plutalov. – M.: Mashinostroyeniye, 1990. – 304 s.
15. Surikova, Ye.I. Pogreshnosti priborov i izmereniy / Surikova Ye.I. – L. Izd-vo Leningr. un-ta, 1975. – 160 s.
16. Gavrilov, L.N. Tochnost proizvodstva v mashinostroyenii i priborostroyenii / L.N. Gavrilov N.A. Borodachev, R.M. Abrashitov. – M.: Mashinostroyeniye, 1973. – 567 s.
17. Bruyevich, N.G. Osnovy teorii tochnosti mekhanizmov: monografiya / N.G. Bruyevich, Ye.A. Pravotorova, V.I. Sergeev. – M.: Nauka, 1988.
18. Fundamentalnyye problemy teorii tochnosti. Kollektiv avtorov / Pod red. V.P. Bulatova, I.G. Fridlendera. – SPb.: Nauka, 2001. – 504 s.
19. Barashkova T. Neopredelennost rezultata izmereniy / T.Barashkova, R. Laaneots. – Tallinn: Tallinskiy tekhnicheskii univer-sitet, 2003. – 76s.
20. Veger, V. Informatsiya ob izmeryayemoy velichine kak osnova formirovaniya funktsii plotnosti veroyatnosti / Veger V. // Izmeritelnaya tekhnika №3. – M.: IPK Izd-vo standartov, 2003. – S. 3–9.
21. Kopp, V.YA. Opredeleniye granichnoy otsenki chisla mnogokratnykh dvukhpa–rametricheskikh izmereniy na osnove analiza differentsial'noy entropii / V.YA. Kopp, A.I. Balakin, O.V. Filippovich i dr. // Vestnik SevNTU № 83. – Sevastopol, 2007. – S. 168–171.
22. Kopp, V.YA. Informatsionnyy analiz diapazonov izmereniy / V.YA. Kopp, A.A. Skidan, V.M. Sharapov i dr. // Optimizatsiya proizvodstvennykh protsessov: Sb. nauch. tr. Vyp.10. – Sevastopol: Izd-vo SevNTU, 2007. – S. 196 – 199.
23. Dzheyns, E.T. O logicheskom obosnovanii metodov maksimal'noy entropii / E.T. Dzheyns // Trudy instituta inzhenerov po elektrotekhnike i elektronike, t. 70, №9, 1982, S. 33–51.
24. Kopp, V.YA. Analiz differentsial'noy entropii pri tekhnicheskikh izmereniyakh v Mashino–priborostroyenii / V.YA. Kopp, A.A. Skidan, A.I. Balakin, O.V. Filipovich // «Trudy Odesskogo politekhnicheskogo universiteta» nauchnyy i proizvodstvenno–prakticheskiy sbornik po tekhnicheskim i yestestvennym naukam – vypusk 1(27) Odessa 2007. –S.214–218.
25. Kopp, V.YA. Optimal'naya otsenka chisla izmereniy pribornykh sistem // Vestnik SevNTU. Vyp. 36: Avtomatizatsiya protsessov i upravleniye: Sb. nauch. tr. – Sevastopol, 2002. – S. 75 – 80.
26. Kopp, V.YA. Ispolzovaniye printsipa maksimuma entropii pri otsenke trebuyemogo chisla izmereniy dlya pribornykh sistem / V.YA. Kopp, A.I. Balakin, Ye.A. Chuyko, M.V. Zamoronov // Tekhnologichni kompleksi: nauchnyy zhurnal. – Luts'k. – 2013. – № 2(28). – S. 52 – 58.
27. GOST 8.207–76 Gosudarstvennaya sistema obespecheniya yedinstva izmereniy. Pryamyie izmereniya s mnogokratnymi nablyudeniymi. Metody obrabotki rezultatov nablyudeniya. Osnovnyie polozeniya.
28. GOST R ISO 5725 – 2002. Tochnost (pravilnost i pretseziennost) metodov i rezultatov izmereniy. Chast 2. – M.: Izd-vo standartov, 151 s.
29. RMG 43–2001 Gosudarstvennaya sistema obespecheniya yedinstva izmereniy. Primeneniye «Rukovodstva po vyrazheniyu neopredelennosti izmereniy»
30. Zakharov, I.P. Teoriya neopredelennosti v izmereniyakh / I.P. Zakharov, V.D. Kukush. – Kharkov: Konsum, 2002. – 256 s.

Kopp Vadim Yakovlevich

FSAEI of HE «Sevastopol State University», Sevastopol
 Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the
 Department «Instrument Systems and Automation of
 Technological Processes» of Sevastopol State University
 299053, Sevastopol, st. University, 33
 Ph. 55–00–77
 E-mail: v_kopp@mail.ru

Balakin Alexey Igorevich

FSAEI of HE «Sevastopol State University», Sevastopol
 Candidate of Technical Sciences, Associate Professor,
 Associate Professor of the Department «Instrument
 Systems and Automation of Technological Processes» of
 the Sevastopol State University
 299053, Sevastopol, st. University, 33
 Ph. 55–00–77
 E-mail: AIBalakin@sevsu.ru

ПРОВЕРКА ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕТОДИК ПОСТРОЕНИЯ КРИВЫХ УПРОЧНЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ ПРИ КРУЧЕНИИ

Аннотация. Испытания образцов на кручение позволяют изучать реологические свойства материалов в широком диапазоне изменения степени и скорости деформации, а также температуры. Ключевым моментом при построении кривых упрочнения является обработка экспериментальных данных, которые представляют собой как правило зависимость момента от угла закручивания. Однако существует ряд независимых методик обработки получаемых экспериментальных данных. Кроме того, не существует единого подхода к определению степени деформации образца при кручении. В работе выполнен обзор существующих подходов к изучению реологических свойств материалов при кручении и с применением метода конечных элементов осуществлена проверка их адекватности.

Ключевые слова: испытания материалов, кручение, кривые упрочнения, сопротивление деформации, эквивалентная деформации, экспериментальные данные.

Введение.

Сопротивление пластической деформации σ_s является ключевой характеристикой материала, знание которой необходимо для успешного решения задач, связанных с совершенствованием существующих и разработкой новых технологических процессов обработки металлов давлением. В общем случае сопротивление деформации материала зависит от влияния протекающих процессов скоростного и деформационного упрочнений, а также наблюдаемых одновременно с этим релаксационных процессов, определяемых температурой заготовки. Сопротивление деформации в некоторый момент времени может быть представлено выражением [1]

$$\sigma_s = \sigma_s(\varepsilon_u, \dot{\varepsilon}_u, \theta, \varepsilon_u(t)), \quad (1)$$

где ε_u и $\dot{\varepsilon}_u$ – соответственно степень и скорость деформации,

θ – температура металла заготовки,

$\varepsilon_u(t)$ – функция, определяющая историю нагружения и развитие деформации.

В процессах холодной деформации принято считать, что величина σ_s определяется лишь протеканием процессов степенного упрочнения, т.е.

$$\sigma_s = \sigma_s(\varepsilon_u). \quad (2)$$

Кривые упрочнения материалов определяют в ходе испытаний стандартизированных образцов на растяжение, сжатие или кручение. Для метода испытаний образцов на кручение характерна возможность достижения больших значений степени деформации без образования шейки, а также отсутствие негативного влияния сил трения на результаты испытаний, которые характерны для испытаний растяжением и сжатием соответственно. При испытании кручением характеристикой свойств материала выступает сопротивление деформации сдвига:

$$\tau_s = \sigma_s / \sqrt{3}. \quad (3)$$

На практике согласно [2, 3] данные о сопротивлении деформации материалов, получаемые по результатам испытаний образцов на растяжение, сжатие и кручение отличаются друг от друга, что противоречит гипотезе о единой кривой. При этом различие значений σ_s достигает 30–40%. Это свидетельствует о недостаточной изученности процесса испытаний образцов на кручение и указывает на отсутствие надежного алгоритма обработки экспериментальной информации, позволяющего преобразовать данные, полученные в виде кривой в координатах момент – угол закручивания образца, к виду (1) или (2).

Целью работы является обзор и проверка с применением компьютерного моделирования существующих методик обработки экспериментальных данных, получаемых в ходе испытаний образцов на кручение и позволяющих определить реологические свойства исследуемого материала.

Методики определения кривых упрочнения способом кручения

В одной из первых работ по определению напряжений сдвига при кручении образцов была предложена методика Надаи [4, 5]. В результате эксперимента получают зависимость между моментом M и углом закручивания образца φ . Обработка экспериментальных данных осуществляется по формуле:

$$\tau_s = \frac{1}{2\pi r^3} \left[3M + \gamma \frac{dM}{d\gamma} \right] = \frac{1}{2\pi r^3} \left[3M + \varepsilon_u \frac{dM}{d\varepsilon_u} \right], \quad (4)$$

где γ – величина сдвиговой деформации,
 r – радиус рабочей части образца.

Не вступая в противоречие с методикой Надаи, в работе в формуле (4) вместо сдвиговой деформации γ использована величина эквивалентной деформации ε_u . Согласно [6] указанная методика активно применяется для определения реологических свойств материалов, нечувствительных к скоростному упрочнению. Для материалов, сопротивление деформации которых определяется скоростью деформации и температурными условиями протекания процесса, существует методика [7, 8]. Согласно данной методике сопротивление материала сдвиговой деформации находится по формуле:

$$\tau_s = \frac{M}{2\pi r^3} [3 + n + m], \quad (5)$$

где n и m – коэффициенты, определяющие логарифмическую зависимость момента M от угла закручивания активного захвата φ и скорости изменения угла закручивания $d\varphi/dt$ соответственно:

$$n = \left(\frac{d \ln M}{d \ln \varphi} \right) \Big|_{\frac{d\varphi}{dt} = \text{const}}, \quad (6)$$

$$m = \left(\frac{d \ln M}{d \ln (d\varphi/dt)} \right) \Big|_{\varphi = \text{const}}. \quad (7)$$

В работе [9] предложена методика обработки экспериментальных данных, получаемых в ходе испытания образцов на кручение, согласно которой сопротивление деформации сдвига определяется выражением:

$$\tau_s = \frac{3M}{2\pi r^3}. \quad (8)$$

Существуют и другие методики обработки экспериментальных данных для построения кривых упрочнения [10–13]. Однако они не получили широкого распространения.

Важным при расшифровке экспериментальных данных является точное определение эквивалентной степени деформации, накопленной в металле образца в каждый момент времени. Однако в настоящее время наблюдается ситуация, при которой нет единого подхода к расчету этой величины. Наибольшее распространение получило выражение [14], известное как эквивалентная деформации при сдвиге по вон Мизесу:

$$\varepsilon_u = \frac{\gamma}{\sqrt{3}}. \quad (9)$$

В работах Колмогорова В.Л. эквивалентная степень деформации при кручении образца определяется выражением:

$$\varepsilon_u = \frac{\gamma}{\sqrt{3}}. \quad (10)$$

В работе [15] представлен подход к определению степени деформации на основе теории Генки:

$$\varepsilon_u = \frac{2}{\sqrt{3}} \ln \left[\sqrt{1 + \frac{\gamma^2}{4}} + \frac{\gamma}{2} \right]. \quad (11)$$

В формулах (9–11) величина сдвиговой деформации γ соответствует углу поворота риски, нанесенной вдоль образующей на поверхность образца до испытания:

$$\gamma = \arctg\left(r \frac{\varphi}{l}\right), \quad (12)$$

где φ – угла закручивания образца, равный углу поворота захватов испытательной установки,

l – длина рабочей цилиндрической части образца.

Определение скорости деформации при расшифровке экспериментальных данных осуществляется по известному выражению:

$$\xi_u = \frac{d\varepsilon_u}{dt} \quad (13)$$

Методика исследования.

Для изучения процесса кручения образцов использован метод конечных элементов, реализованный в программном продукте Deform–3D. В качестве заготовки использованы образцы с цилиндрической выточкой (рисунок 1).

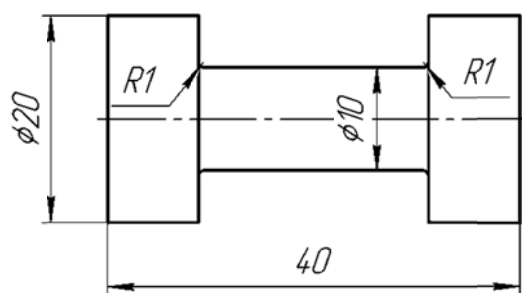


Рисунок 1 – Образец для постановки задач моделирования

Материал заготовки DIN–C45 выбран из базы материалов программы Deform–3D. Использование данного материала обусловлено описанием его реологических свойств в достаточном диапазоне изменения степени деформации от 0 до 1, скорости деформации от 1,6 до 40 с^{–1}, а также температуры от 20 до 1370°C. В исследовании реализована изотермическая постановка задач конечно–элементного моделирования, что соответствует основной идеи изучения реологических свойств при фиксированных значениях температур. Кручение образцов в программе Deform–3D задано движением захватов с равной и постоянной угловой скоростью π рад/с в противоположных направлениях. Суммарный угол закручивания захватов был выбран равным 180°. Шаг моделирования составил 0,005 с, при этом в базу данных сохранялся каждый десятый шаг моделирования. Описание условий контакта заготовки с инструментом задано без учета сил трения, т.к. скольжение частиц металла образца вдоль поверхности захватов отсутствует. Итого было решено 2 задачи моделирования процесса испытания образцов на кручение при температурах 20 и 900°C.

На основе данных об изменении угла закручивания захватов испытательной установки φ для каждого записанного шага моделирования находились значения сдвиговой деформации γ . Далее в соответствии с формулами (9), (10), (11) и (13) определялись значения эквивалентной степени и скорости деформации ε_u и ξ_u . Таким образом, решалась не только задача оценки методик определения кривых упрочнения материалов способом кручения, но и проверка адекватности различных подходов к расчету эквивалентной степени деформации. Затем в соответствии с методиками обработки экспериментальных данных (4), (5) и (8) находились расчетные значения сопротивления деформации сдвига $\tau_s^{\text{моделир.}}$ в зависимости от ранее рассчитанных значений степени и скорости деформации ε_u и ξ_u . Кроме того, для каждого шага моделирования известны заданные значения сопротивления деформации $\tau_s^{\text{DIN-C45}}$ на основе описанных в программе Deform–3D свойств материала. С учетом полученных данных для каждого шага моделирования находилась величина ошибки

$$x = \frac{\tau_s^{\text{моделир.}} - \tau_s^{\text{DIN-C45}}}{\tau_s^{\text{DIN-C45}}} \cdot 100\% . \quad (14)$$

Далее была осуществлена статистическая оценка доверительного интервала для генерального среднего μ величины ошибки для каждого из девяти вариантов обработки экспериментальных данных [16]:

$$\bar{x} - t_{\alpha, \nu} \frac{S}{\sqrt{N}} < \mu \leq \bar{x} + t_{\alpha, \nu} \frac{S}{\sqrt{N}} , \quad (15)$$

где N – число сохраненных в базу данных шагов моделирования для каждой задачи;

$t_{\alpha, \nu}$ – значение квантили распределения Стьюдента для уровня значимости $\alpha = 0,05$ и

числа степеней свободы $\nu = N - 1$;

\bar{x} – выборочное среднее значение ошибки x ;

S – выборочное среднеквадратическое отклонение.

Результаты исследования и обсуждение

Результаты моделирования приведены в таблице 1 в виде доверительного интервала для величины μ , представляющей собой средневзвешенную по вероятности величину ошибки при расчете сопротивления деформации сдвига.

Таблица 1 – Значения величины μ , %, при расчете сопротивления деформации сдвига

Температура	Модель расчета степени деформации	Методика обработки экспериментальных данных		
		$\tau_s = \frac{1}{2\pi r^3} \left[3M + \varepsilon_u \frac{dM}{d\varepsilon_u} \right]$	$\tau_s = \frac{M}{2\pi r^3} [3 + n + m]$	$\tau_s = \frac{3M}{2\pi r^3}$
20°C	$\varepsilon_u = \frac{\gamma}{\sqrt{3}}$	$3,2 \pm 0,05$	$2,07 \pm 0,05$	$-2,22 \pm 0,02$
	$\varepsilon_u = \frac{tg\gamma}{\sqrt{3}}$	$0,96 \pm 0,06$	$0,96 \pm 0,06$	$-3,3 \pm 0,01$
	$\varepsilon_u = \frac{2}{\sqrt{3}} \ln \left[\sqrt{1 + \frac{\gamma^2}{4}} + \frac{\gamma}{2} \right]$	$25,98 \pm 21,54$	$-5,97 \pm 0,26$	$-9,72 \pm 0,39$
900°C	$\varepsilon_u = \frac{\gamma}{\sqrt{3}}$	$195,2 \pm 37,15$	$201,44 \pm 46,7$	$202,25 \pm 65,71$
	$\varepsilon_u = \frac{tg\gamma}{\sqrt{3}}$	$82,77 \pm 0,15$	$82,77 \pm 0,15$	$79,84 \pm 0,58$
	$\varepsilon_u = \frac{2}{\sqrt{3}} \ln \left[\sqrt{1 + \frac{\gamma^2}{4}} + \frac{\gamma}{2} \right]$	$199,51 \pm 70,35$	$158,84 \pm 25,63$	$159 \pm 37,3$

Данные таблицы 1 свидетельствуют о несостоятельности способа расчета эквивалентной степени деформации на основе теории Генки [15] при построении кривых упрочнения материала. Ошибка при расчете значений сопротивления деформации сдвига достигает 25% в случае испытания образцов в холодном состоянии и 200% – при температуре 900°C (рисунок 2).

Воспроизведение кривой упрочнения на основе зависимости момента кручения от угла поворота захвата испытательной установки при температуре 20°C является достаточно надежным. Расчеты эквивалентной степени деформации в соответствии с выражениями (9) и (10) дают близкий результат. Среднее значение ошибки рассчитанных и заданных значений сопротивления деформации сдвига не превышает 3,5% (рисунок 3).

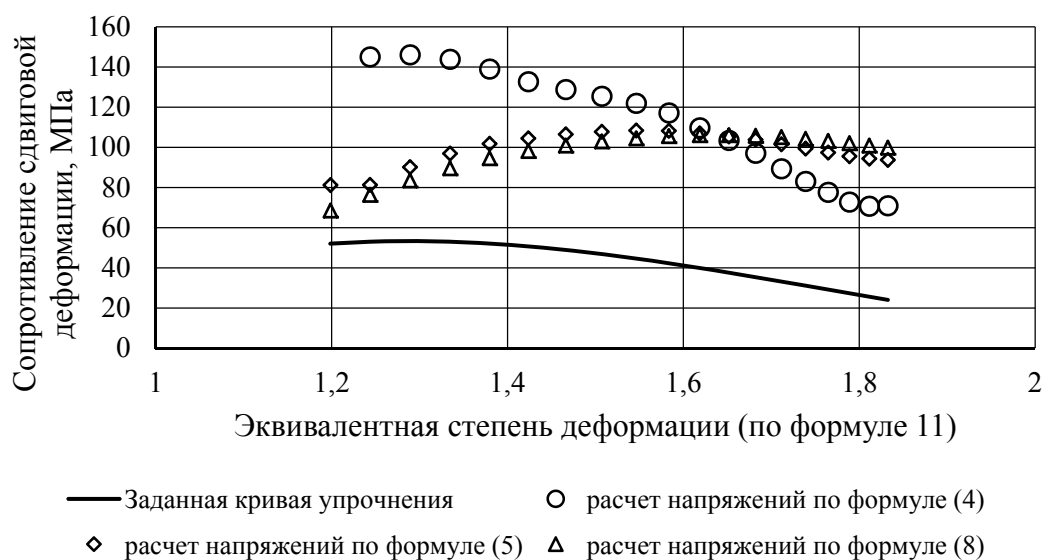


Рисунок 2 – Напряжения сдвига для цилиндрического образца, 900°C

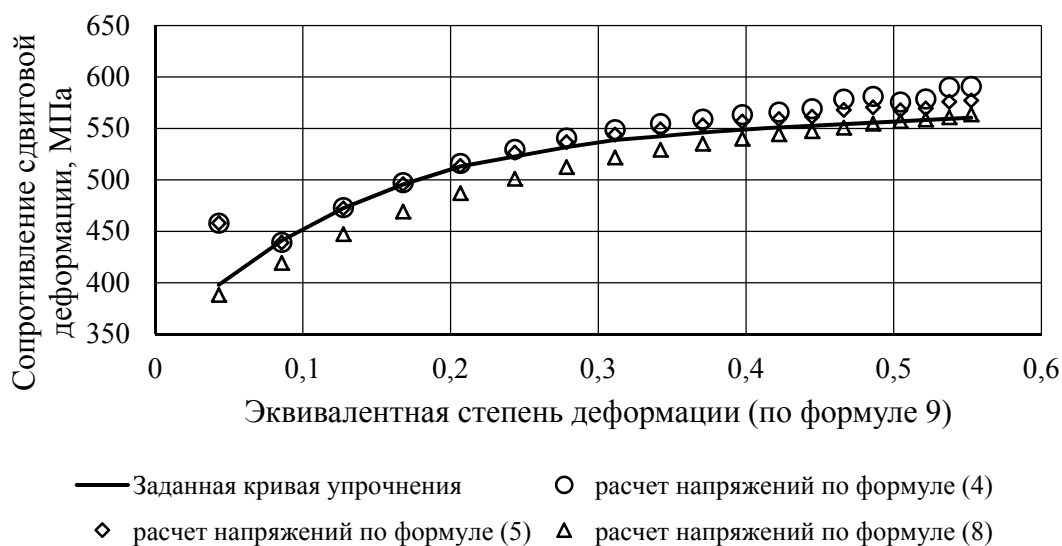


Рисунок 3 – Напряжения сдвига для цилиндрического образца, 20°C



Рисунок 4 – Напряжения сдвига для цилиндрического образца, 900°C

При увеличении температуры испытания до 900°C воспроизведение кривой упрочнения становится невозможным ввиду того, что ни одна из методик обработки экспериментальных данных не учитывает должным образом влияние скоростного упрочнения на сопротивление деформации материала (рисунок 4). Следует отметить, что рассчитанные и заданная кривые упрочнения являются подобными, однако величина абсолютной ошибки составляет в среднем 80%, т.е. расчетные значения напряжений сдвига являются завышенными примерно в 1,8 раза.

Выводы.

1. Для исследуемого материала DIN–C45 все три методики обработки экспериментальных данных в соответствии с выражениями (4), (5), (8) позволяют получить подобные результаты с точки зрения величины ошибки при расчете сопротивления деформации материала.

2. Методика расчета эквивалентной степени деформации на основе теории Генки при определении кривых упрочнения материалов способом кручения является несостоятельной.

3. Модели расчета эквивалентной степени деформации (9) и (10) при испытании образцов в холодном состоянии позволяют рассчитывать сопротивления деформации со средней величиной ошибки не более 3,5%.

4. Ни одна из рассмотренных методик обработки экспериментальных данных не позволяет изучать свойства материалов в горячем состоянии.

Исследование выполнено в рамках базовой части государственного задания № 11.9538.2017/8.9, поддержано программой 211 Правительства Российской Федерации (соглашение № 02.A03.21.0006).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колмогоров, В.Л. Механика обработки металлов давлением. Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. / В.Л. Колмогоров. – Екатеринбург: изд-во Уральского государственного технического университета – УПИ, 2001. – 836 с.
2. Биргер, И.А. Сопротивление материалов / И.А. Биргер, Р.Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1986. – 560 с.
3. Москвитин, В.В. Пластичность при переменных нагружениях / В.В. Москвитин. – М.: Изд-во МГУ, 1965. – 264 с.
4. Nadai, A. Theory of flow and fracture of solids, Volume II / A. Nadai. – New York: McGraw–Hill Book Company, Inc., 1963. – 648 с.
5. Работнов, Ю.Н. Сопротивление материалов / Ю.Н. Работнов. – М.: Физматгиз, 1962. – 456 с.
6. Jonas, J.J. Effects of varying twist and twist rate sensitivities on the interpretation of torsion testing data / J.J. Jonas, F. Montheillet, L.S. Toth, C. Ghoh // Materials Science & Engineering. – V. 591. – 2014. – P. 9–17.
7. Fields, D.F. Determination of strain–hardening characteristics by torsion testing / D.F. Fields, W.A. Backofen. – In: Proceedings of the 6th annual meeting of the society. // ASTM Proceeding. – V. 57. – 1957. – P. 1259–1272.
8. Khoddam, S. Post processing of the hot torsion test results using a multi–dimensional modelling approach / S. Khoddam, P.D. Hodgson // Materials & design. – V. 31. – №5. – 2010. – P. 2578–2584.
9. Hadasik, E. Plasticity of metallic materials / E. Hadasik, I. Schindler. – Gliwice: Publishers of Silesian University, Poland, 2004. – 240 p.
10. Sheppard, T. Determination of flow stress: Part 1. Constitutive equation for aluminum alloys at elevated temperatures / T. Sheppard, D.S. Wright // Metals Technology. – V. 6. – 1979. – P. 215–223.
11. Canova, G.R. Use of torsion testing to assess material formability / G.R. Canova, S. Shrivastava, J.J. Jonas. – Formability of Metallic Materials–2000 AD: Chicago; 1980. – Philadelphia: ASTM STP 753, 1982. – P. 189–210.
12. Lach, E. Testing the plastic behavior of metals by torsion of solid and tubular specimens / E. Lach, K. Pöhlandt. // Journal of Mechanical Working Technology. – V. 9. – 1984. – P. 67–80.
13. Knorr, M. A new approach the evaluation of high strain flow curve data using the hot torsion test / Knorr M., Graber A., Pohlandt K. // Trans NAMRI/SME. – 1990. – P. 52–58.
14. Jonas, J.J. The equivalent strain in high pressure torsion / J.J. Jonas, C. Ghosh, L.S. Toth // Materials Science & Engineering. – V. 607. – 2014. – P. 530–535.
15. Onaka, S. Comment on «A comparison of the von Mises and Hencky equivalent strains for use in simple shear experiments» / S. Onaka // Philosophical Magazine. – Vol. 92. – №18. – 2012. – P. 2264–2271.
16. Михайленко, А.М. Обработка одномерных опытных данных: методические указания к выполнению домашнего задания по курсам «Экспериментальная механика» и «Организация эксперимента» / А.М. Михайленко. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ–УПИ, 2007. – 64 с.

Ерпалов Михаил Викторович

Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург
Кандидат технических наук, доцент кафедры
обработки металлов давлением
E-mail: m.v.erpalov@urfu.ru

Кунгуров Евгений Александрович

Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург
Магистрант 1 курса
E-mail: kungurov-evgeniy@yandex.ru

M.V. ERPALOV, E.A. KUNGUROV

INSPECTION OF EFFECTIVENESS CONSTRUCTION METHODS OF CURVES MOLDING OF MATERIALS AT THE TORQUE

Abstract. *Torsion tests allow studying the rheological properties of materials over a wide range of strain and strain rate values as well as temperature. A key moment in construction of hardening curves is the interpretation of experimental data, which are usually the torque – angle of twist curves. However, there are a number of independent methods to obtain interpretation of experimental data. In addition, there is no single approach to determining the degree of equivalent strain in torsion test. The paper reviews the existing approaches to the study of the rheological properties of materials in torsion and the application of the finite element method to verify their adequacy.*

Keywords: *torsion test, hardening curves, deformation stress, equivalent strain, experimental data interpretation.*

BIBLIOGRAPHY

1. Kolmogorov, V.L. Mekhanika obrabotki metallov davleniyem. Uchebnik dlya vuzov. 2-ye izd., pererab. i dop. / V.L. Kolmogorov. – Yekaterinburg: izd-vo Uralskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta – UPI, 2001. – 836 s.
2. Birger, I.A. Soprotivleniye materialov / I.A. Birger, R.R. Mavlyutov. – M.: Nauka, 1986. – 560 s.
3. Moskvitin, V.V. Plastichnost pri peremennykh nagruzheniyakh / V.V. Moskvitin. – M.: Izd-vo MGU, 1965. – 264 s.
4. Nadai, A. Theory of flow and fracture of solids, Volume II / A. Nadai. – New York: McGraw-Hill Book Company, Inc., 1963. – 648 s.
5. Rabotnov, YU.N. Soprotivleniye materialov / YU.N. Rabotnov. – M.: Fizmatgiz, 1962. – 456 s.
6. Jonas, J.J. Effects of varying twist and twist rate sensitivities on the interpretation of torsion testing data / J.J. Jonas, F. Montheillet, L.S. Toth, C. Ghoh // Materials Science & Engineering. – V. 591. – 2014. – P. 9–17.
7. Fields, D.F. Determination of strain-hardening characteristics by torsion testing / D.F. Fields, W.A. Backofen. – In: Proceedings of the 6th annual meeting of the society. // ASTM Proceeding. – V. 57. – 1957. – P. 1259–1272.
8. Khoddam, S. Post processing of the hot torsion test results using a multi-dimensional modelling approach / S. Khoddam, P.D. Hodgson // Materials & design. – V. 31. – №5. – 2010. – P. 2578–2584.
9. Hadasik, E. Plasticity of metallic materials / E. Hadasik, I. Schindler. – Gliwice: Publishers of Silesian University, Poland, 2004. – 240 p.
10. Sheppard, T. Determination of flow stress: Part 1. Constitutive equation for aluminum alloys at elevated temperatures / T. Sheppard, D.S. Wright // Metals Technology. – V. 6. – 1979. – P. 215–223.
11. Canova, G.R. Use of torsion testing to assess material formability / G.R. Canova, S. Shrivastava, J.J. Jonas. – Formability of Metallic Materials–2000 AD: Chicago; 1980. – Philadelphia: ASTM STP 753, 1982. – P. 189–210.
12. Lach, E. Testing the plastic behavior of metals by torsion of solid and tubular specimens / E. Lach, K. Pöhlndt. // Journal of Mechanical Working Technology. – V. 9. – 1984. – P. 67–80.
13. Knorr, M. A new approach the evaluation of high strain flow curve data using the hot torsion test / Knorr M., Graber A., Pöhlndt K. // Trans NAMRI/SME. – 1990. – P. 52–58.
14. Jonas, J.J. The equivalent strain in high pressure torsion / J.J. Jonas, C. Ghosh, L.S. Toth // Materials Science & Engineering. – V. 607. – 2014. – P. 530–535.
15. Onaka, S. Comment on «A comparison of the von Mises and Hencky equivalent strains for use in simple shear experiments» / S. Onaka // Philosophical Magazine. – Vol. 92. – №18. – 2012. – P. 2264–2271.
16. Mikhaylenko, A.M. Obrabotka odnomernykh opytnykh dannykh: metodicheskiye ukazaniya k vypolneniyu domashnego zadaniya po kursam «Eksperimentalnaya mekhanika» i «Organizatsiya eksperimenta» / A.M. Mikhaylenko. – Yekaterinburg: GOU VPO UGTU–UPI, 2007. – 64 s.

Erpalov Mihail Viktorovich

Uralskiy federalniy universitet imeni pervogo Prezidenta
Rossii B.N. Eltsina, g. Ekaterinburg
Kandidat tehnikeskikh nauk, dotsent kafedry obrabotki
metallov davleniem
E-mail: m.v.erpalov@urfu.ru

Kungurov Evgeniy Aleksandrovich

Uralskiy federalniy universitet imeni pervogo Prezidenta
Rossii B.N. Eltsina, g. Ekaterinburg
Magistrant 1 kursa
E-mail: kungurov-evgeniy@yandex.ru

Е.В. ПАШКОВ, М.И. КАЛИНИН, В.И. ПАХАЛЮК, А.М. ПОЛЯКОВ,
Я.Н. ГАЙНУЛЛИНА, А.В. КОВАЛЕНКО

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ БИАРТИКУЛЯРНЫХ И ОДНОПОЛЮСНЫХ ЭНДОПРОТЕЗОВ ТАЗОБЕДРЕННЫХ СУСТАВОВ

Аннотация. Работа посвящена проблеме повышения качества эндопротезов тазобедренного сустава. С этой целью разработаны анатомически адаптирующиеся эндопротезы, позволяющие увеличить площадь контакта между упругими соприкасающимися поверхностями.

Ключевые слова: биартикулярный эндопротез, однополюсный эндопротез, вертлужная чашка, вертлужная впадина, наножидкость, фуллерен C_{60} .

Введение.

Растущая продолжительность жизни, в том числе людей, сохраняющих профессиональную активность вызывает необходимость разрабатывать новые конструкции и технологии изготовления эндопротезов тазобедренных суставов (ТС), обладающих повышенным сроком службы и требующих в отличие от тотальных сравнительно небольшого времени установки, что предназначено для пожилых, зачастую с ослабленным здоровьем людей, суставы которых испытывают значительно меньшие нагрузки, чем у молодых пациентов.

Основная часть.

В настоящее время решение данной проблемы может быть обеспечено использованием двух групп эндопротезов ТС – однополюсных и биартикулярных, отличающихся конструктивным исполнением и технологией изготовления головки. [1]

Первую группу образуют следующие эндопротезы: а) с монолитными жесткими в радиальном направлении головками; б) с облегченными по массе пустотелыми головками с жесткими в радиальном направлении стенками; в) с заполненными биоинертной жидкостью под избыточным давлением головками с тонкими упругими в радиальном направлении стенками, обладающими демпфирующими свойствами. [2]

Вторую группу образуют эндопротезы ТС: а) с жесткими в радиальном направлении массивными вертлужными чашками без смазки открытых шаровых пар «головка – вставка вертлужной чашки»; б) с упругими, анатомически адаптируемыми облегченными вертлужными чашками со смазкой закрытых шаровых пар «вставка вертлужной чашки – головка»; в) с упругими, анатомически адаптируемыми облегченными вертлужными чашками с циркулирующей смазкой закрытых шаровых пар «вставка вертлужной чашки – головка»; г) с упругими, анатомически адаптируемыми вертлужными чашками и гидростатическими опорами головок закрытых шаровых пар.

В качестве смазки закрытых шаровых пар (опор), например, титан – хирулен, хирулен – керамика, сапфир–сапфир и др.), используется биоинертная жидкость (наножидкость) с наночастицами немодифицированного углерода C_{60} (фуллерена), способствующего снижению в $8 \div 10$ раз коэффициента трения и значительному уменьшению износа шаровых пар. [3]

Используемые в настоящее время однополюсные эндопротезы, с размещаемыми в вертлужной впадине таза монолитными сферическими головками, имеющими большую жесткость и массу, требуют сравнительно небольших временных затрат на оперативное вмешательство, что создает более комфортные условия для лиц пожилого возраста. Однако, в процессе ходьбы значительно возрастают нагрузки на хрящевой слой нижней части вертлужной впадины из-за увеличения массы подвижной конечности с таким эндопротезом, растут ударно-динамические нагрузки, а, следовательно, происходит его ускоренный износ и срок «выживаемости» эндопротеза снижается. Отсутствие, из-за большой жесткости, демпфирующих свойств не способствует частичному рассеиванию энергии нагрузок, возникающих при ходьбе и полностью воспринимаемых хрящевым слоем опорной части впадины, что ускоряет появление проблем.

Предлагаемые конструкции однополюсных эндопротезов ТС полностью основаны на применении облегченных головок с сохранением прочностных характеристик. Негативные последствия от использования подобных конструкций эндопротезов проявляются в виде интенсивного износа участков хрящевого слоя вертлужной впадины, находящихся в контакте со сферической поверхностью вертлужной чашки. Это связано с тем, что в отличие от сферической поверхности вертлужной чашки, имеющей правильную, т.е. строго сферическую форму, анатомическая сферическая поверхность хрящевого слоя вертлужной впадины имеет неправильную сферическую форму, и характеризуется наличием участков разной кривизны, углублений и выступов. Большая масса эндопротеза, в частности вертлужной чашки, негативно влияет на биомеханику (динамику) ходьбы, во многом определяющую степень интенсивности износа хрящевого слоя, а значит и срок его службы.

Устранение указанных недостатков достигается выполнением вертлужной чашки в виде двух концентрично расположенных с зазором и соединенных между собой по краям полусфер. Наружная представляет собой упругую сферическую оболочку, а обращенная к ней поверхность внутренней полусферы выполнена «вафельной» с регулярным рельефом. Образованная полусферами щелевидная полость заполнена биоинертной наножидкостью, а вкладыш снабжен расположенным по краю кольцевым упорным буртиком, являющимся ограничителем углового перемещения ножки, и размещен в заполненной биоинертной антифрикционной наножидкостью герметичной полости конической гофрированной упругой оболочки, армированной по краям кольцами, снабженными коническими поверхностями, образующими неподвижные самостоорящиеся герметичные конические соединения с конической кольцевой расточкой по краю вертлужной чашки и поверхностью конуса большего диаметра ножки, выполненного двухступенчатым. [4]

Наличие в конструкции вертлужной чашки наружной упругой сферической тонкостенной оболочки, контактирующей с хрящевым слоем вертлужной впадины, позволяет увеличить площадь контакта между ними, более равномерно распределить нагрузку на хрящевой слой. В процессе ходьбы сферическая тонкостенная оболочка, деформируясь, постоянно адаптируется к анатомической форме поверхности хрящевого слоя, а «вафельная» поверхность внутренней полусферы вертлужной чашки является ограничителем ее упругих прогибов. Наличие упругой полусферы позволяет демпфировать импульсные динамические нагрузки на ножку эндопротеза, приводящие к ее расшатыванию в интрамедуллярном канале бедренной кости и последующему вероятному перелому. Регулировкой давления жидкости в щелевой полости можно изменять жесткость упругой оболочки, адаптируя эндопротез к весу пациента, т.е. к действующей на сустав нагрузке.

В конструкции эндопротеза с циркуляционной смазкой шаровой опоры, обращенная к наружной полусфере поверхность внутренней полусферы и наружная поверхность вкладыша выполнены в виде «вафельных» поверхностей, щелевидная полость с помощью отверстий в зоне соединения полусфер, связана с полостью конической гофрированной оболочки, а соосно выполненные в углублениях (карманах) «вафельных» поверхностей радиальные отверстия соединяют ее с полостью вкладыша, причем все внутренние полости эндопротеза заполнены биоинертной жидкостью – фуллереном C_{60} .

Углубления (карманы) «вафельной» поверхности вкладыша выполняют роль гидроаккумуляторов, обеспечивающих необходимую подпитку подвижного сферического соединения (шаровой опоры) смазывающей антифрикционной биоинертной жидкостью, которая, циркулируя через гарантированный зазор, выносит из него твердые частицы продуктов износа, способствуя, тем самым, снижению интенсивности износа его элементов.

В конструкции эндопротеза ТС с циркулирующей смазкой и гидростатической опорой сферической головки, вкладыш состоит из двух соосно и оппозиционно расположенных полусфер. Обращенная к чашке полусфера снабжена короткой юбкой, внутренняя и внешняя цилиндрические поверхности которой являются продолжением соответственно внутренней и внешней поверхностей полусферы. В юбке выполнены, с одинаковым окружным шагом, радиальные отверстия, соединяющие полость вкладыша со щелевидной полостью вертлужной чашки, образованной двумя концентрично расположенными и соединенными по краям полусферами – внутренней толстостенной и наружной тонкостенной. Размер (ширина) щелевидной полости не превышает величину допустимой упругой деформации наружной

тонкостенной полусферы и не позволяет ей перейти в пластическую деформацию, способную вызвать потерю формы или разрушение элементов эндопротеза. [5]

При увеличении в процессе ходьбы нагрузки, головка перемещается вверх аналогично плунжеру, входит в цилиндрическую зону полости вкладыша, образованную цилиндрической юбкой, проходит выполненные в ней отверстия, отсекая их от полости вкладыша, и затем, перемещаясь, выдавливает находящуюся в цилиндрической зоне полости вкладыша жидкость, запирая ее в образовавшейся серповидной полости между головкой и внутренней поверхностью вкладыша. Происходящее вследствие этого увеличение давления, находящейся в серповидной полости жидкости, трансформирует ее в сферическую гидростатическую опору, воспринимающую действие нагрузки и препятствующую возникновению механического контакта между головкой и поверхностью вкладыша.

Жидкость, находящаяся в щелевидной полости чашки, выдавливается из нее упруго деформирующейся наружной полусферой через каналы (отверстия, пазы) и гарантированный зазор в подвижном сферическом соединении в полость конической гофрированной оболочки, вызывая упругую деформацию (выпучивание) боковых стенок гофров на определенную величину. [6,7]

При уменьшении нагрузки упругая полусфера чашки принимает первоначальную форму, а жидкость выдавливается из полости конической гофрированной оболочки обратно в щелевидную полость и частично в серповидную полость, благодаря накопленной в стенках гофров энергии упругой деформации.

Закрытое исполнение шаровых (сферических) подвижных соединений в разработанных конструкциях биартикулярных эндопротезов ТС полностью, исключая возможность попадания продуктов их износа в мягкие ткани организма человека, позволяет избежать возникновения воспалительных процессов и дополнительных затрат времени на процедуру их удаления из тканей при ревизионной замене эндопротеза. Наличие у головок однополюсных и биартикулярных эндопротезов ТС упругих стенок, обладающих демпфирующими свойствами, способствует снижению интенсивности износа хрящевого слоя вертлужной впадины и стабилизации полученного при установке положения ножки, а, следовательно, увеличивает время «выживаемости» эндопротеза до вероятного проведения ревизионной операции.

Увеличение срока службы эндопротеза происходит также благодаря тому, что обладающие высокой твердостью и износостойкостью наночастицы немодифицированного углерода (фуллерена) C_{60} , находящиеся в жидкой смазке, внедряясь в материал, например, вкладыша из хирулена, т.е. шаржируя его, повышают твердость и износостойкость контактной поверхности вкладыша.

Заключение.

Внедрение в клиническую практику новых конструкций отечественных эндопротезов тазобедренного сустава, особенно в условиях использования высокотехнологичного артроскопического оборудования, позволит резко поднять эффективность оперативных вмешательств и повысить качество жизни пациентов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лоскутов, А.Е. Эндопротезирование тазобедренного сустава / А.Е. Лоскутов. – Днепропетровск: Лира, 2010. – 344 с.
2. Лоскутов, А.Е. Двустороннее эндопротезирование тазобедренных суставов / А.Е. Лоскутов, Д.А. Синегубов. – Днепропетровск: Пороги, 2008. – 294 с.
3. Дубровский, В.И. Биомеханика / В.И. Дубровский, В.Н. Федорова. – Москва: Владос – Пресс, 2008. – 672 с.
4. Анкин, Л.Н. Практика остеосинтеза и эндопротезирования / Л.Н. Анкин, Н.Л. Анкин. – Киев: Украина, 1994. – 304 с.
5. Арнаидов, Г.Д. Медицинская терминология / Г.Д. Арнаидов. – София: Медицина и физкультура, 1979. – 944 с.
6. Новиков, Н.В. Эндопротезирование крупных суставов человека. Материалы и технологии / Н.В. Новиков, О.А. Розенберг, Й. Гавлик. – Киев, 2011. – 528 с.
7. Пат. 93823 Украины, МПК А61F2/30, А61F2/32. Однополюсный эндопротез тазобедренного сустава/Калинин М.И., Пахалюк В.И., Поляков А.М., Коваленко А.В., Волков В.В.; заявитель и патентообладатель Севастопольский национальный технический университет. – № А201004247; заявл. 12.04.2010; опубл. 10.11.2010. Бюл. № 21. – 47 с.

Пашков Евгений Валентинович
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»,
доктор технических наук,
профессор кафедры «Приборные
системы и автоматизация
технических процессов»
г. Севастополь,
ул. Университетская, 33
Тел. +7(8692)550-077
E-mail: pashkov@sevsu.ru

Калинин Михаил Иванович
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»,
кандидат технических наук,
доцент кафедры «Техническая
механика и машиноведение»
г. Севастополь,
ул. Университетская, 33
Тел. +7(8692) 435-161
E-mail: kalininsev@mail.ru

Пахалюк Владимир Иванович
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»,
кандидат технических наук, доцент
кафедры «Техническая механика и
машиноведение»
г. Севастополь,
ул. Университетская, 33
Тел. +7(8692) 435-161
E-mail: vpakhaliuk@gmail.com

Поляков Александр Михайлович
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»,
кандидат технических наук, доцент
кафедры «Техническая механика и
машиноведение» г. Севастополь,
ул. Университетская, 33
Тел. +7(8692) 435-161
E-mail: alex_polyakov@inbox.ru

Гайнуллина Яна Николаевна
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»,
научный сотрудник
лаборатории биомеханики
г. Севастополь,
ул. Университетская, 33
Тел. +7(8692) 435-161
E-mail: medeya-ru@yandex.ru

Коваленко Алексей Викторович
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»,
ведущий научный сотрудник
лаборатории биомеханики
г. Севастополь,
ул. Университетская, 33
Тел. +7(8692) 435-161
E-mail: lex-1st@yandex.ru

E.V. PASHKOV, M.I. KALININ, V.I. PAKALUK, A.M. POLYAKOV,
Ya.N. GAINULLINA, A.V. KOVALENKO

DESIGN FEATURES OF BIARTICULAR AND SINGLE-POLE ENDOPROSTHESIS OF THE HIP JOINTS

Abstract. *The work deals with the problem of improving the quality of hip implants. For this purpose we developed anatomically adaptable endoprostheses, which allows to increase the contact area between the elastic contact surfaces.*

Keywords: *particularly prosthesis, bipolar prosthesis, Vetlugina Cup, acetabulum, nanofluid, fullerene C60.*

BIBLIOGRAPHY

1. Loskutov, A.Ye. Endoprotezirovaniye tazobedrennogo sustava / A.Ye. Loskutov. – Dnepropetrovsk: Lira, 2010. – 344 s.
2. Loskutov, A.Ye. Dvustoronneye endoprotezirovaniye tazobedrennykh sustavov / A.Ye. Loskutov, D.A. Sinegubov. – Dnepropetrovsk: Porogi, 2008. – 294 s.
3. Dubrovskiy, V.I. Biomekhanika / V.I. Dubrovskiy, V.N. Fedorova. – Moskva: Vldos – Press. 2008. – 672 s.
4. Ankin, L.N. Praktika osteosinteza i endoprotezirovaniya / L.N. Ankin, N.L. Ankin. – Kiyev: Ukraina, 1994. – 304 s.
5. Arnaidov, G.D. Meditsinskaya terminologiya / G.D. Arnaidov. – Sofiya: Meditsina i fizkultura, 1979. – 944 s.
6. Novikov, N.V. Endoprotezirovaniye krupnykh sustavov cheloveka. Materialy i tekhnologii / N.V. Novikov, O.A. Rozenberg, Y. Gavlik. – Kiyev: 2011. – 528 s.
7. Pat. 93823 Ukrainy, MPK A61F2/30, A61F2/32. Odnopolynusnyy endoprotez tazobedrennogo sustava/Kalinin M.I., Pakhalyuk V.I., Polyakov A.M., Kovalenko A.V., Volkov V.V.; zavavitel i patentoobladatel Sevastopolskiy natsionalnyy tekhnicheskiiy universitet. – № A201004247; zayavl. 12.04.2010; opubl.10.11.2010. Byul. № 21. – 47 s.

Pashkov Yevgeny Valentinovich
Sevastopol State University,
Doctor of Technical Sciences,
Professor of the Department
«Instrument Systems and automation
of technical processes» Sevastopol, Str.
University, 33,
Tel. +7(8692) 550-007
E-mail: pashkov@sevsu.ru

Kalinin Mikhail Ivanovich
Sevastopol State University,
Candidate of Tehnical Sciences,
Associate Professor of the
Department «Technical
Mechanics and Engineering»,
Sevastopol, Str. University, 33,
Tel. +7(8692) 435-161
E-mail: kalininsev@mail.ru

Pakhalyuk Vladimir Ivanovich
Sevastopol State University, Candidate
of Tehnical Sciences, Associate
Professor of the Department
«Technical Mechanics and
Engineering»,
Sevastopol, Str. University, 33,
Tel. +7(8692) 435-161
E-mail: vpakhaliuk@gmail.com

Polyakov Alex Mihaylovich
Sevastopol State University,
Candidate of Tehnical Sciences,
Associate Professor of the Department
«Technical Mechanics and
Engineering»,
Sevastopol, Str. University, 33,
Tel. +7(8692) 435-161
E-mail: alex_polyakov@inbox.ru

Gainullina Yana Nikolaevna
Sevastopol State University,
Scientist laboratory of
biomechanics,
Sevastopol, Str. University, 33,
Tel. +7(8692) 545-053
E-mail: medeya-ru@yandex.ru

Kovalenko Alexey Viktorovich
Sevastopol State University,
leading scientific laboratory of
biomechanics,
Sevastopol, Str. University, 33,
Tel. +7(8692) 545-023
E-mail: lex-1st@yandex.ru

Н.И. ПОКИНТЕЛИЦА, Е.А. ЛЕВЧЕНКО

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ТЕРМОФРИКЦИОННОЙ ОБРАБОТКЕ ЛЕГИРОВАННЫХ СТАЛЕЙ

Аннотация. Представлены результаты исследований механизма формирования волнистой поверхности при термофрикционной обработке сталей. Обосновано теоретически и подтверждено экспериментально положение об образовании волнистого микропрофиля как результата периодического изменения толщины слоя металла вследствие взаимных относительных колебаний инструмента и заготовки. Установлено, что повышение эффективности процесса обработки достигается с помощью специального инструмента. Дисковый инструмент с эксцентриситетом обеспечивает формирование устойчивого рельефа на обработанной поверхности. Приведены результаты теоретических исследований процесса обработки при наличии эксцентриситета инструмента, выполненные с помощью методов спектрального анализа. Выполнено математическое моделирование процесса обработки при наличии демпферов колебаний инструмента. Определены спектральные характеристики динамических возмущений в приводе главного движения станка, которые проявляются в виде крутильных колебаний инструмента. Установлена связь спектральных характеристик колебаний элементов технологической системы станка со спектром волнистости обработанной поверхности.

Ключевые слова: термофрикционная обработка, колебания, микропрофиль, эксцентриситет, инструмент, демпфер.

Введение.

При выполнении технологической операции термофрикционной обработки (ТФО) формирование волнистой поверхности обусловлено относительным вибрационным перемещением инструмента и заготовки. Эти перемещения вызывают пульсирующее течение расплавленного металла. Температура резания оказывает решающее воздействие на процесс обработки в целом, а в частности и на качество обрабатываемой поверхности [1, 7].

При ТФО легированных сталей теплопроводность их с повышением температуры изменяется в зависимости от рода и количества легирующих элементов. Исследованиями установлено, что у высоколегированных сталей, содержащих хром и никель, с повышением температуры теплопроводность увеличивается [2].

Силы трения, создаваемые в зоне контакта быстро вращающегося инструмента с движущейся навстречу заготовкой, позволяют получить необходимую температуру. А это в свою очередь обеспечивает снижение прочностных характеристик обрабатываемого металла, уменьшается напряженность процесса стружкообразования и удельная нагрузка на инструмент.

Механизм формирования волнистой поверхности обоснован теоретически и подтвержден экспериментально. Образующаяся волнистость микропрофиля является результатом периодического изменения толщины слоя металла вследствие взаимных относительных колебаний инструмента и заготовки [8, 9].

Повышение эффективности процесса обработки достигается с помощью специального инструмента. Дисковый инструмент с эксцентриситетом обеспечивает формирование устойчивого рельефа на обработанной поверхности.

Основная часть.

Теоретические исследования процесса при наличии эксцентриситета инструмента выполнены с помощью методов спектрального анализа.

Нахождение линейчатого спектра гармонических колебаний силы резания с возмущением частоты колебаний шпинделя осуществлено с помощью функции Бесселя [3–6].

Проекция на направление подачи силы резания $P(t)$ зависит от центробежной силы (рисунок 1).

При наличии эксцентриситета имеет место несбалансированная нагрузка на шпиндель и, соответственно, его перемещения. Для разгрузки от действия радиальных сил применен овальный инструмент (рисунок 1, б) и инструмент, который имеет огранку по трем граням (рисунок 1, г).

Действие центробежной силы на инструмент в процессе его вращения приводит к дополнительному динамическому воздействию на заготовку. Проекция центробежной силы, действующей на заготовку, определена зависимостью

$$P(t) = P_m \sin \omega t, \quad (1)$$

где $P(t)$ – модуль центробежной силы;

ω – угловая скорость вращения шпинделя, которая изменяется за счет динамических процессов в приводе главного движения.

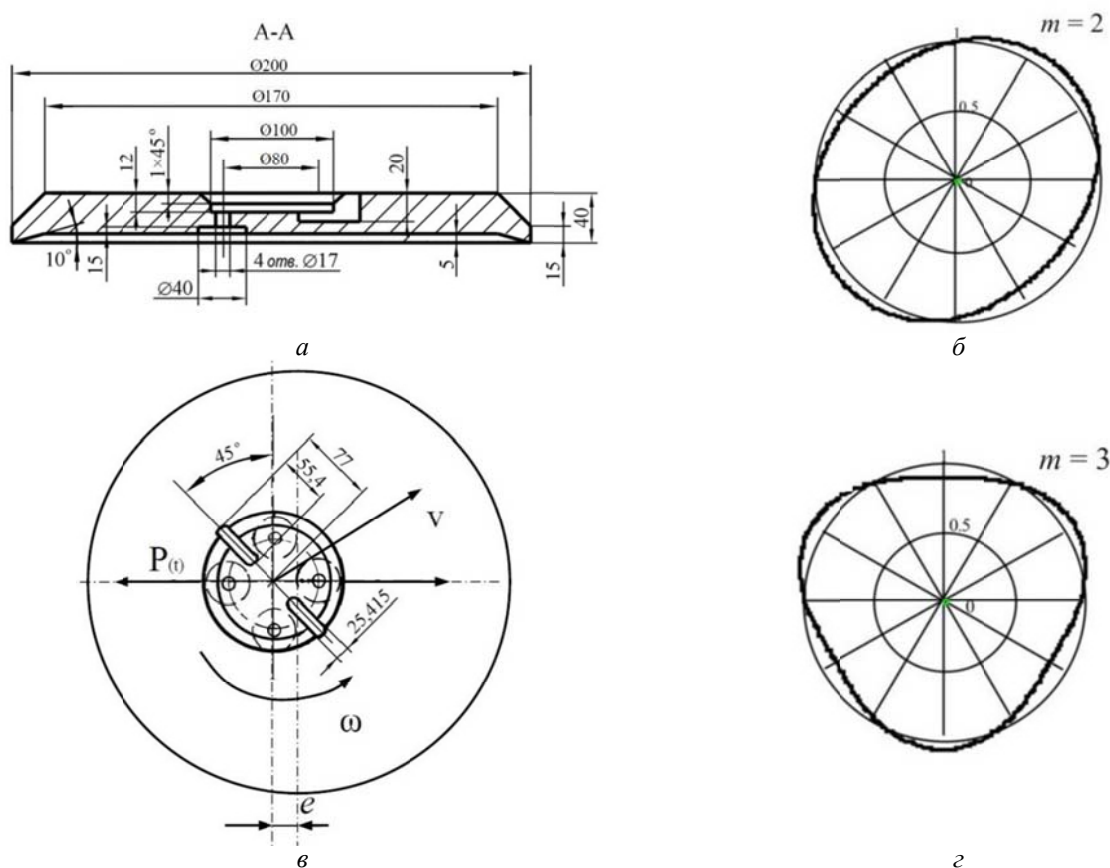


Рисунок 1 – Инструмент с эксцентричной рабочей поверхностью (а), (б) и варианты контура инструмента, сбалансированные относительно оси (в, г)

Угловая скорость имеет небольшие возмущения относительно установившегося значения.

При этом

$$\omega = \omega_0 + \Delta\omega,$$

где $\omega_0 = \text{const}$ – установившееся значение скорости,

$\Delta\omega$ – функция времени, которая описывает возмущение частоты вращения шпинделя.

Когда в приводе имеются ударные возмущения, они описываются импульсными функциями Дирака $\Delta\omega = \delta(t)$.

Для единичной импульсной функции используем аппроксимацию

$$\delta(t) = \frac{\alpha \sin \alpha t}{\pi \alpha t} \text{ при } \alpha \rightarrow \infty. \quad (2)$$

Данное возмущения соответствует абсолютно упругому удару бесконечно малой протяженности. Для описания реального удара используем зависимость

$$\Delta\omega = \frac{\beta \sin \alpha t}{t},$$

где β – величина, соответствующая амплитудному значению удара.

Она отвечает специальной функции

$$t' = \frac{\sin \pi t'}{\pi t'}. \quad (3)$$

При соответствующем выборе масштабов

$$t = \frac{\pi}{\alpha} t', \quad \beta = \frac{1}{\alpha\pi}.$$

Подставив зависимость (3) в формулу для определения центробежной силы (1), получим уравнение гармонических колебаний силы с возмущениями частоты импульсного характера

$$P(t) = P_m \sin \left[\left(\omega_0 + \beta \frac{\sin \alpha t}{t} \right) t \right]. \quad (4)$$

После преобразования получим

$$P(t) = P_m \sin(\omega_0 t + \beta \sin \alpha t).$$

Используем формулу синуса суммы двух углов и получим

$$P(t) = P_m \sin \omega_0 t \cdot \cos \left(\frac{1}{\pi} \beta \sin \alpha t \right) + \cos \omega_0 t \cdot \sin \left(\frac{1}{\pi} \beta \sin \alpha t \right). \quad (5)$$

Функции, которые входят в зависимость (5), выражаются через функции Бесселя.

$$\cos(\beta \sin \alpha t) = I_0 \left(\frac{1}{\pi} \right) + 2 \sum_{n=1}^{\infty} I_{2n}(\beta) \cos 2n\alpha t. \quad (6)$$

В частности

$$\sin(\beta \sin \alpha t) = 2 \sum_{n=1}^{\infty} I_{2n}(\beta) \sin(2n-1)\alpha t. \quad (7)$$

Таким образом, значение гармонических колебаний силы резания, обусловленное возмущениями частоты колебания шпинделя, имеет вид:

$$P(t) = P_m \left[I_0(\beta) \sin \omega_0 t + I_1(\beta) 2 \sin \alpha t \cdot \cos \omega_0 t + \right. \\ \left. + I_2(\beta) 2 \cos^2 \alpha t \cdot \sin \omega_0 t + I_3(\beta) 2 \sin^3 \alpha t \cdot \cos \omega_0 t + \dots \right] \quad (8)$$

После преобразования тригонометрических функций получим зависимость:

$$P(t) = P_m \cdot \sum_{n=-\infty}^{n=+\infty} I_n(\beta) \sin[(\omega_0 + n\alpha)t] \quad (9)$$

Коэффициенты в формуле (9) образуют линейчатый спектр силы резания (рисунок 2).

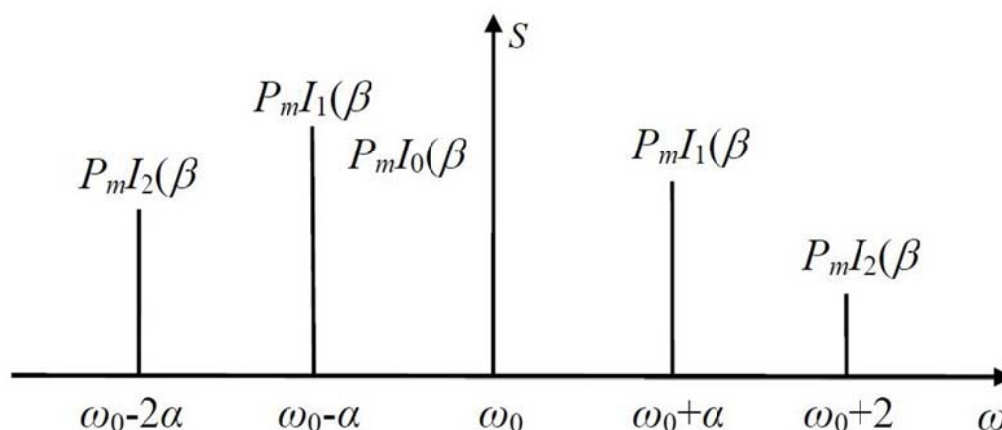


Рисунок 2 – Спектр динамической нагрузки на заготовку, обусловленный крутильными колебаниями в приводе главного движения станка при наличии эксцентриситета инструмента

Формула (9) с соответствующими коэффициентами является основой для расчета вибрационного взаимодействия инструмента и заготовки при наличии несбалансированности масс инструмента.

Параметры колебаний в значительной степени зависят от упруго-диссипативных свойств станка с установленным в его шпинделе инструментом.

Выполнено математическое моделирование процесса обработки при наличии демпферов колебаний инструмента. В частности, определены спектральные характеристики

динамических возмущений в приводе главного движения станка, которые проявляются в виде крутильных колебаний инструмента. Крутильные колебания представлены в виде ряда:

$$P(t) = P_m \sum_{n=-\infty}^{n=+\infty} I_k \left(\frac{1}{\omega_0 \pi} \right) \sin[(\omega_H + k\omega_0)t], \quad (10)$$

где P_m – норма динамического возмущения;

I_k – функция Бесселя 1-го рода k -го порядка;

ω_H – номинальное значение частоты вращения инструмента;

ω_0 – элементарный базовый прирост частоты.

Зависимость (10) приведена к общему виду. При этом начальные фазы в формуле зависят от времени и, соответственно, от подачи инструмента x :

$$\psi_k(t) = \frac{\pi}{2} + \omega_H t = \frac{\pi}{2} + \omega_H (x/V_{II}) = \psi_K(x).$$

При наличии возмущения имеют место динамические перемещения стола в соответствии с его амплитудно-частотной $W_x(\omega)$ и фазо-частотной $\psi_x(\omega)$ характеристиками. Перемещения определены в виде:

$$x_c(t) = \rho P_m \sum_{k=1}^n a_1 \omega_0 k \cdot \sin(\omega_y y_m + \psi_{1y}) \cdot W_x(k\omega_0) \cdot \sin[k\omega_0 t + \omega_H t + \pi/2 + \psi_x(k\omega_0)].$$

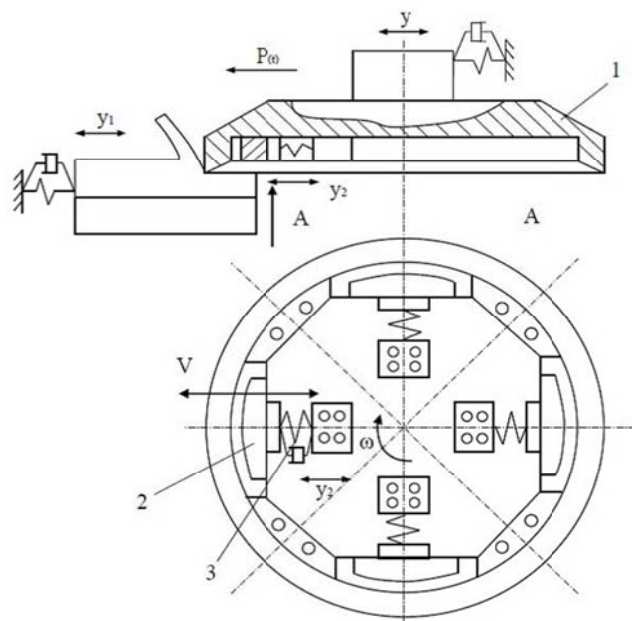


Рисунок 3 – Дискový инструмент с демпферами колебаний

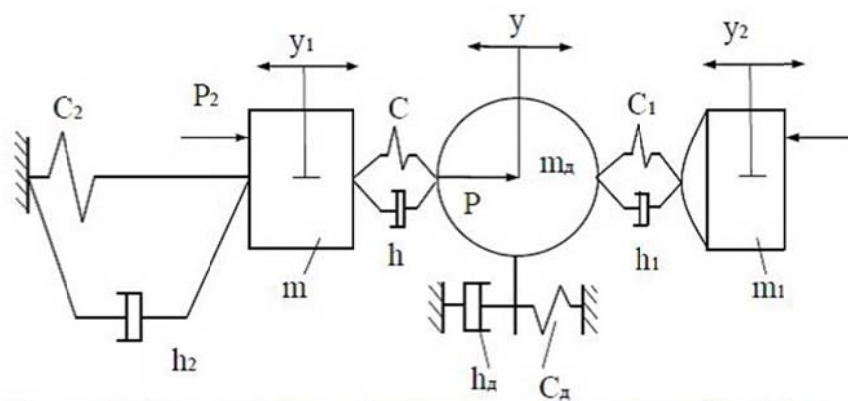


Рисунок 4 – Схема динамической системы «деталь–инструмент–демпфер»

Данное перемещение стола меняет условия формирования микропрофиля поверхности.

Для обеспечения эффективности процесса обработки применен инструмент с демпфированием колебаний. Дисковый инструмент 1 имеет массы 2, которые взаимодействуют с инструментом через пружины 3 (рисунок 3).

В процессе обработки на деталь и инструмент действуют динамические нагрузки [10]. На основе их анализа составлена расчетная схема динамической системы «деталь–инструмент–демпфер» (рисунок 4).

Рассмотрены колебания системы в горизонтальном направлении. Все характеристики системы приняты линейными. Уравнение, описывающее колебательное движение инструмента, представлено в виде:

$$m_{\partial} \ddot{y} = P + C(y_1 - y) + C_1(y_2 - y) + h(\dot{y}_1 - \dot{y}) + h_1(\dot{y}_2 - \dot{y}) - C_{\partial}y - h_{\partial}\dot{y}, \quad (11)$$

где x – внешняя сила, действующая на инструмент;

y_1 – перемещение детали;

y_2 – перемещение массы демпфера;

y, \dot{y}, \ddot{y} – перемещения, скорость и ускорение инструмента, соответственно;

C, h – жесткость и коэффициент сопротивления в контакте между инструментом и деталью;

C_1, h_1 – жесткость и коэффициент сопротивления демпфера;

$C_{\partial}, h_{\partial}$ – эквивалентные суммарные значения жесткости и коэффициента сопротивления шпинделя.

Уравнение, описывающее колебательные движения детали и массы демпфера:

$$m \ddot{y}_1 = P_{\partial} - C_2 y_1 - h_2 \dot{y}_1 - C(y_1 - y) - h_2(\dot{y}_1 - \dot{y}) \quad (12)$$

$$-m_2 \ddot{y}_2 = -C_1(y - y_2) - h_1(\dot{y} - \dot{y}_2) \quad (13)$$

Система уравнений (11) – (13) описывает в общем виде опыт колебательного процесса в соответствии с обработкой детали инструментом с демпфером. Для данной системы имеют место нулевые начальные условия:

$$t = 0, \quad x = 0, \quad y = y_1 = y_2 = \dot{y} = \dot{y}_1 = \dot{y}_2 = 0.$$

Преобразуем систему уравнений путем группировки слагаемых и введения новых постоянных коэффициентов:

$$\begin{cases} T^2 \ddot{y} + 2\xi T \dot{y} + y = K_o(y_2 + y_1) + K_{o1}(\dot{y}_2 + \dot{y}_1) + KP; \\ T_1^2 \ddot{y}_1 + 2\xi_1 T_1 \dot{y}_1 + y_1 = K_1 y + K_2 \dot{y}; \\ T_2^2 \ddot{y}_2 + 2\xi_2 T_2 \dot{y}_2 + y_2 = K_3 y + K_4 \dot{y}, \end{cases} \quad (14)$$

где параметры определены соотношениями:

$$\begin{aligned} T &= \sqrt{\frac{m_{\partial}}{C_{\partial} + C}}, & \xi &= \frac{(h + h_{\partial})}{2\sqrt{m_{\partial}(C_{\partial} + C)}}, & K_o &= \frac{C}{C_{\partial} + C}, \\ K_{o1} &= \frac{h}{C_{\partial} + C + C_1}, & K &= \frac{1}{C_{\partial} + C + C_1}, & T_1 &= \sqrt{\frac{m_1}{C_2 + C}}, \\ \xi_1 &= \frac{h_2 + h}{2\sqrt{m_1(C_2 + C)}}, & K_1 &= \frac{C}{C_2 + C}, & K_2 &= \frac{h}{C_2 + C}, & K_3 &= \frac{C}{C + C_1}, \end{aligned} \quad (15)$$

$$T_2 = \sqrt{\frac{m_1}{C_1}}, \quad \xi_2 = \frac{h_1}{2\sqrt{m_1(C_2 + C_1)}}, \quad K_4 = \frac{h_1}{C_2 + C_1}.$$

Для исследования свойств динамической системы, описываемой системой дифференциальных уравнений (15), использованы частотные методы.

Преобразуем систему уравнений (15) по Лапласу.

Получим:

$$\left. \begin{aligned} y_{(s)}(T^2 S^2 + 2\xi TS + 1) &= y_{2(s)} \cdot K_o + y_{1(s)} K_o + y_{2(s)} K_{o1} S + y_{1(s)} K_{o1} S + K P_{(s)}, \\ y_{1(s)}(T_1^2 S^2 + 2\xi_1 T_1 S + 1) &= y_{(s)} \cdot K_1 + y_{(s)} K_2 S, \\ y_{2(s)}(T_2^2 S^2 + 2\xi_2 T_2 S + 1) &= y_{(s)} \cdot K_3 + y_{(s)} K_4 S, \end{aligned} \right\}, \quad (16)$$

где $y_{(s)}, y_{1(s)}, y_{2(s)}, P_{(s)}$ – изображения по Лапласу соответствующих переменных – функций времени.

Преобразуем систему уравнений (16) путем исключений $y_{1(s)}, y_{2(s)}$.

После преобразований определим связь изображений по Лапласу перемещения инструмента и внешней силы, действующей на деталь $P_{(s)}$:

$$y_{(s)} \left[(T^2 S^2 + 2\xi TS + 1) - \frac{(K_o + K_{o1} S)(K_1 + K_2 S)}{T_1^2 S^2 + 2\xi_1 T_1 S + 1} - \frac{(K_o + K_{o1} S)(K_3 + K_4 S)}{T_2^2 S^2 + 2\xi_2 T_2 S + 1} \right] = K P_{(s)}. \quad (17)$$

Из данного уравнения определим передаточную функцию

$$W_{(s)} = \frac{y_{(s)}}{P_{(s)}} = \frac{K}{\left[(T^2 S^2 + 2\xi TS + 1) - \frac{(K_o + K_{o1} S)(K_1 + K_2 S)}{T_1^2 S^2 + 2\xi_1 T_1 S + 1} - \frac{(K_o + K_{o1} S)(K_3 + K_4 S)}{T_2^2 S^2 + 2\xi_2 T_2 S + 1} \right]}. \quad (18)$$

Для нахождения частотной передаточной функции осуществлена формальная подстановка в $W_{(s)}$ взамен $S \rightarrow j\omega$ ($j = \sqrt{-1}$).

Соответственно частотная передаточная функция: $W(j\omega) = W_{(s)} / S \rightarrow j\omega$.

Вычисленные значения частотной передаточной функции при значении частоты $\omega = 0 \dots \infty$ дают амплитудно-фазовую частотную характеристику системы «деталь–инструмент–демпфер» (рисунок 5).

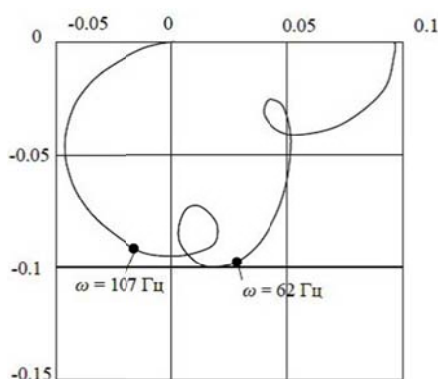


Рисунок 5 – Расчетные значения амплитудно-фазовой частотной характеристики системы: при входе – в виде динамической силы резания, выходе – вибрации инструмента

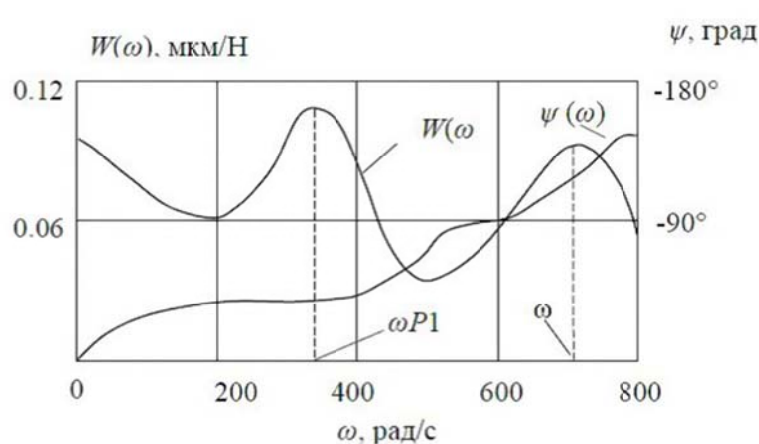


Рисунок 6 – Расчетные значения амплитудно-частотной и фазо-частотной характеристик системы «деталь–инструмент–демпфер» при обработке стали 12Х18Н10Т

Частотная передаточная функция позволяет определить амплитудно–частотную $W_{a(\omega)}$ и фазо–частотную $\psi(\omega)$ характеристики в соответствии с зависимостями $W_{a(\omega)} = \text{mod}[W(j\omega)]$, $\psi(\omega) = \arg[W(j\omega)]$ (рисунок 6).

Амплитудно–частотная характеристика имеет два резонансных пика на частотах 62 и 107 Гц. Данные частоты соответствуют собственным частотам колебаний инструмента и демпфера.

Частотные характеристики дают возможность определить колебания инструмента при различных динамических нагрузках.

Практически важным входным действием являются динамические нагрузки, связанные с наличием эксцентриситета инструмента относительно оси вращения, наличие биения отдельных масс демпфера и собственных колебаний детали. Поэтому нагрузка, действующая на инструмент, определена в виде суммы шести синусоидальных функций:

$$P(t) = \sum_{K=1}^6 P_{aK} \sin(K\omega_o t + \psi_{PK}), \quad (19)$$

где P_{aK} – амплитуды гармонических составляющих нагрузки;

ω_o – базовое значение частоты биения инструмента;

ψ_{PK} – фазовое смещение синусоиды с номером K .

Зависимость (19) определяет шесть гармоник разложения в ряд Фурье динамической нагрузки, действующей на инструмент по причине отклонения формы инструмента, а также от наличия биения масс демпфера. Входное действие (19) превращается динамической системой в соответствии с ее частотными характеристиками. При этом каждая синусоида меняет амплитуду и фазу.

В результате, перемещение детали при нагрузке вида (19) определяется зависимостью:

$$P(t) = \sum_{K=1}^6 P_{aK} \cdot W_a(K\omega_o) \cdot \sin(K\omega_o t + \psi_{PK} + \psi_{(K\omega_o)}). \quad (20)$$

Расчеты по формуле (20) подтверждают эффективность демпфирования колебаний (рисунок 7).

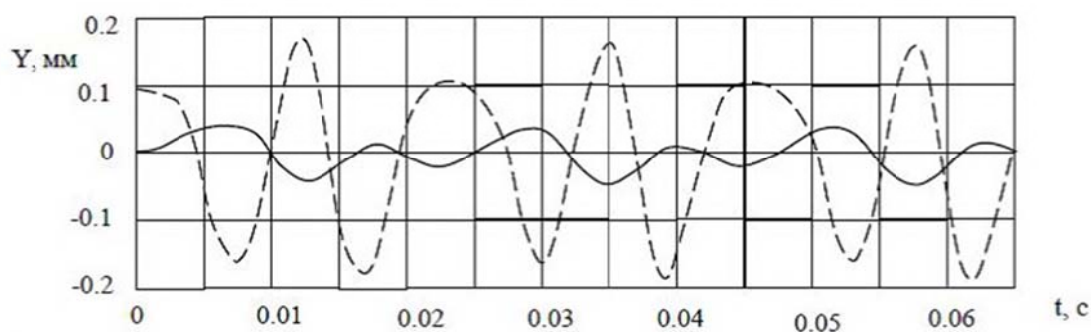


Рисунок 7 – Расчетные значения перемещения инструмента при наличии демпферов колебаний (пунктиром показано перемещение инструмента без демпферов колебаний)

Из анализа графиков следует, что перемещение инструмента имеет две составляющие: короткопериодические, с периодом порядка 0,009 с и долгопериодические с периодом порядка 0,016 с. Эти составляющие колебания приводят к возникновению волнистости на обработанной поверхности. Измеренные значения длины волны составляли 3,52; 3,84; 4,20; 4,65 мм, что в целом соответствует расчетным.

Силы резания при комплексной ТФО имеют случайную составляющую. Поэтому на инструмент действуют случайные нагрузки. Учитывая, что силы резания имеют вид широкополосного случайного процесса, для описания возможных характеристик таких нагрузок использована спектральная плотность входных воздействий вида:

$$S_P(\omega) = \frac{1}{1 + T_{x0}^2 \omega^2}, \quad (21)$$

где T_{xo} – постоянная времени, которая определяет ширину спектра.

Ее значение принято равным $T_{xo} = 0,0005$ с, что соответствует длине волны на поверхности заготовки 0,54 мм. Спектральная плотность случайных колебаний инструмента определена по формуле:

$$S_y(\omega) = [W(j\omega)]^2 S_p(\omega). \quad (22)$$

Расчетные значения спектральной плотности случайных колебаний инструмента имеют два максимума, соответствующие резонансным частотам (рисунок 8).

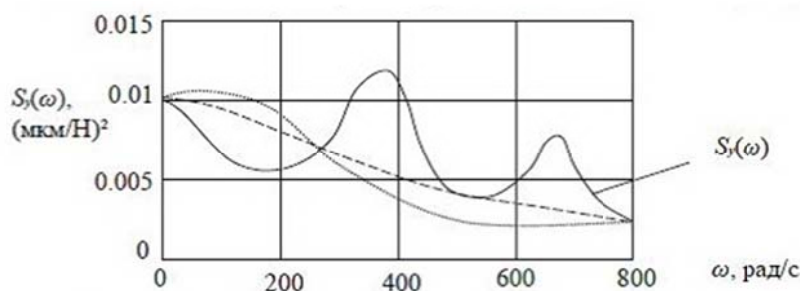


Рисунок 8 – Расчетные значения спектральной плотности случайных колебаний инструмента с демпфером

Динамические устройства, установленные в инструмент, обеспечивают необходимые параметры его колебаний. При разработке устройств необходимо задать необходимые параметры демпфирования колебаний инструмента. В зависимости от вида демпфирования задаются необходимые коэффициенты сопротивления.

Таким образом, определено, что динамические свойства технологической системы станка определяют основные параметры комплексной ТФО поверхности, в частности период и амплитуду волнистости. Установлена связь спектральных характеристик колебаний элементов технологической системы станка со спектром волнистости обработанной поверхности.

Использование специальных демпферов колебаний инструмента существенным образом меняет резонансные свойства динамической системы комплексной обработки. Выбором оптимальных параметров демпферов достигается исключение резонансных колебаний инструмента, что положительно влияет на процесс обработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Струтинский В.Б. Механизм формирования волнистой поверхности при термофрикционной обработке деталей / В.Б. Струтинский, Н.И. Покинтелица // Вестник Севастопольского национального технического университета. Машиноприборостроение и транспорт. – 2014. – Вып. 160. – С. 161 – 169.
2. Зубченко, А.С. Марочник сталей и сплавов. 2-е изд., доп. и испр. / А.С. Зубченко, М.М. Колосков, Ю.В. Каширский, под общей ред. А.С. Зубченко. М.: Машиностроение, 2003. – 784 с.
3. Талантов, Н.В. Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента / Н.В. Талантов. – М.: Машиностроение, 1992. 240 с.
4. Пенкин, Н.С. Основы трибологии и триботехники: учеб. пособие / Н.С. Пенкин, А.Н. Пенкин, В.М. Сербин. – М.: Машиностроение, 2008. – 206 с.
5. Якимов, А.В. Основы теории тепловых явлений при шлифовании деталей машин / А.В. Якимов, Б.О. Ткаченко, С.Г. Зимин, А.А. Якимов и др. – Одесса: ОГПУ, 1997. – 272 с.
6. Насад, Т.Г. Высокоскоростная обработка труднообрабатываемых материалов с дополнительными потоками энергии в зоне резания / Т.Г. Насад, А.А. Игнатьев. – Саратов: СГТУ, 2002. – 112 с.
7. Гик, Л.А. Ротационное резание металлов / Л.А. Гик. – Калининград: Кн. изд-во, 1990. – 254 с.
8. Pokintelitsa, N. Projecting Parameters of a Microprofile for a Surface Obtained as a Result of Thermofrictional Treatment / N. Pokintelitsa // International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016/ N. Pokintelitsa, E. Levchenko // Procedia Engineering. – 2016. – vol. 150. – p.p. 1013–1019.
9. Кравченко, О.С. Деформационные и тепловые явления в зоне термофрикционного резания металла / О.С. Кравченко, Н.И. Покинтелица // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. – Пермь: ПНИПУ, 2016. – Т. 18. – №1. – С. 7–20.
10. Покинтелица, Н.И. Температурное поле дискового инструмента, применяемого при термофрикционном резании металла / Н.И. Покинтелица, Е.А. Левченко // Учёные записки крымского инженерно-педагогического университета. Выпуск № 1(51). Технические науки. – Симферополь: КИПУ, 2016. – С. 91–96.

Покинтелита Николай Иванович
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет, г. Севастополь
доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Пищевые технологии и оборудование», 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33,
Тел.: 8 (0692) 43–50–65,
E-mail: NIPokintelitsa@sevsu.ru

Левченко Елена Александровна
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет, г. Севастополь
кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Технология машиностроения», 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33,
Тел.: +7 (978) 7679652,
E-mail: ealev1978@mail.ru

N.I. POKINTELITSA, E.A. LEVCHENKO

MODELING OF QUALITY INDICATORS SURFACES AT THERMOFRICTIONAL PROCESSING OF LEGENDED STEELS

Abstract. *The results of investigations of the mechanism of formation of an undulating surface during the thermofrictional treatment of steels are presented. The theory of the formation of a wavy microprofile as a result of the periodic change in the thickness of the metal layer due to the relative relative oscillations of the tool and the workpiece is substantiated theoretically and confirmed experimentally. It has been established that increasing the efficiency of the processing process is achieved with the help of a special tool. The eccentric disk tool provides the formation of a stable relief on the treated surface. The results of theoretical investigations of the processing process in the presence of the eccentricity of the instrument made using spectral analysis methods are given. The mathematical modeling of the processing process in the presence of damper oscillations of the tool was performed. The spectral characteristics of dynamic perturbations in the drive of the main motion of the machine are determined, which are manifested in the form of torsional oscillations of the instrument. The connection of the spectral characteristics of the oscillations of the elements of the technological system of the machine with the wavelength spectrum of the treated surface is established.*

Keywords: *thermofrictional treatment, oscillations, microprofile, eccentricity, instrument, damper.*

BIBLIOGRAPHY

1. Strutinskiy V.B. Mekhanizm formirovaniya volnistov poverkhnosti pri termofriktsionnoy obrabotke detaley / V.B. Strutinskiy, N.I. Pokintelitsa // Vestnik Sevastopolskogo natsionalnogo tekhnicheskogo universiteta. Mashinoprioborostroyeniye i transport. – 2014. – Vyp. 160. – S. 161 – 169.
2. Zubchenko, A.S. Marochnik staley i splavov. 2-ye izd., dop. i ispr. / A.S. Zubchenko, M.M. Koloskov, YU.V. Kashirskiy, pod obshchey red. A.S. Zubchenko. M.: Mashinostroyeniye, 2003. – 784 s.
3. Talantov, N.V. Fizicheskiye osnovy protsessa rezaniya, iznashivaniya i razrusheniya instrumenta / N.V. Talantov. – M.: Mashinostroyeniye, 1992. 240 s.
4. Penkin, N.S. Osnovy tribologii i tribotekhniki: ucheb. posobiye / N.S. Penkin, A.N. Penkin, V.M. Serbin. – M.: Mashinostroyeniye, 2008. – 206 s.
5. Yakimov, A.V. Osnovy teorii teplovykh yavleniy pri shlifovanii detaley mashin / A.V. Yakimov, B.O. Tkachenko, S.G. Zimin, A.A. Yakimov i dr. – Odessa: OGPU, 1997. – 272 s.
6. Nasad, T.G. Vysokoskorostnaya obrabotka trudnoobrabatываемых материалов s dopolnitelnymi potokami energii v zone rezaniya / T.G. Nasad, A.A. Ignat'ev. – Saratov: SGTU, 2002. – 112 s.
7. Gik, L.A. Rotatsionnoye rezaniye metallov / L.A. Gik. – Kaliningrad: Kn. izd-vo, 1990. – 254 s.
8. Pokintelitsa, N. Projecting Parameters of a Microprofile for a Surface Obtained as a Result of Thermofrictional Treatment / N. Pokintelitsa // International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016/ N. Pokintelitsa, E. Levchenko // Procedia Engineering. – 2016. – vol. 150. – p.p. 1013–1019.
9. Kravchenko, O.S. Deformatsionnyye i teplovyye yavleniya v zone termofriktsionnogo rezaniya metalla / O.S. Kravchenko, N.I. Pokintelitsa // Vestnik Permskogo natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. – Perm: PNIPU, 2016. – T. 18. – №1. – S. 7–20.
10. Pokintelitsa, N.I. Temperaturnoye pole diskovogo instrumenta, primenyvayemogo pri termofriktsionnoy rezanii metalla / N.I. Pokintelitsa, Ye.A. Levchenko // Uchonyye zapiski krymskogo inzhenerno-pedago-gicheskogo universiteta. Vypusk № 1(51). Tekhnicheskkiye nauki. – Simferopol: KIPU, 2016. – S. 91–96.

Pokintelitsa Nikolay Ivanovich
Sevastopol State University, Sevastopol
Dr.Sci.(Eng.), Professor, Head of the Department of Food Technologies and Equipment
299053, Sevastopol,, 33, Universitetskaya street,
Ph: 8 (0692) 43–50–65,
E-mail: NIPokintelitsa@sevsu.ru

Levchenko Elena Aleksandrovna
Sevastopol State University, Sevastopol
Cand.Sci.(Eng.), Associate Professor of the Department of Technology of Mechanical Engineering
299053, Sevastopol,, 33, Universitetskaya street,
Ph: +7 (978) 7679652,
E-mail: ealev1978@mail.ru

В.П. ПОЛИВЦЕВ, В.В. ПОЛИВЦЕВ.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ПРОТЕКАНИИ СЖАТОГО ВОЗДУХА КАК РЕАЛЬНОГО ГАЗА ЧЕРЕЗ ПРОТОЧНУЮ КАМЕРУ ПОСТОЯННОГО ОБЪЕМА

Аннотация. Представлены области промышленности, где используются газ как рабочее тело, работающее в широком диапазоне температур и давлений. Сделан анализ проведенных в этой области исследований другими авторами. Приведены исследования процесса наполнения и истечения сжатого воздуха через проточную камеру постоянного объема. Процесс наполнения и истечения рассматривается как непрерывный процесс, при котором происходит постоянное изменение параметров сжатого воздуха находящегося в емкости так и сжатого воздуха поступающего и истекающего из емкости постоянного объема. Представлены модели с учетом сжатого воздуха как реального газа описываемого уравнением Бертелло, Ван-дер-Ваальса и эффектом Джоуля-Томсона. В работе приведена как физическая, так и математическая модель процесса протекания сжатого воздуха как реального газа через проточную камеру. Сделаны выводы по представленным исследованиям.

Ключевые слова: воздух, истечение, масса, температура, расход, давление, реальный газ.

Введение.

В химической, нефтеперерабатывающей отраслях промышленности различные виды газов подаются в аппараты под давлением 5...20 МПа. Подача природного газа на газораспределительных станциях и в пневматических системах высокого давления (5...8 МПа) атомных электростанций характеризуется рядом динамических параметров, которые необходимо определить еще на стадии проектирования или поддерживать во время работы. Такие параметры как время наполнения, давление и температура природного газа, азота или сжатого воздуха при прохождении через проточную камеру постоянного объема, меняются и влияют на технологические параметры процесса или на динамические характеристики приводов в системах газопневмоавтоматики.

Анализ исследований и публикаций. Известны методы расчета [4...7] для моделей наполнения, истечения сжатого воздуха в полость постоянного объема, для моделей протекания через проточную камеру постоянного объема, где процесс изменения состояния воздуха описывается уравнением энергетического баланса, адиабатическим, изотермическим и политропным процессом. Воздух в таких процессах рассматривается как идеальный газ. В уравнениях описывающих состояние сжатого воздуха в емкости при ее наполнении, используется постоянная температура поступающего в емкость воздуха (магистральной), а температура воздуха в самой емкости не учитывается. Погрешность расчетов при определении времени наполнения полости постоянного объема зависит от выбранного процесса изменения состояния воздуха в емкости и может составлять 15...30% [5,6]. Погрешность теоретической модели зависит также от выбранного вида процесса истечения (адиабатического, изотермического) сжатого воздуха, из магистрали через сопло в емкость и может составлять 10...20%. Точность теоретических расчетов, если нет экспериментальных данных, зависит и от выбранного коэффициента расхода [10,11]. Для пневматических систем, газовых систем газораспределительных станций, аппаратов высокого давления химической и нефтеперерабатывающей промышленности, расчеты основанные на известных методиках для идеального газа, приводят к еще большим погрешностям для реальных процессов, происходящих в используемых элементах пневмоавтоматики и аппаратах высокого давления (5...20 МПа) и перепада температур (–100...+250°C).

Целью статьи является разработка математической модели процесса наполнения и истечения из проточной камеры как емкости постоянного объема, сжатого воздуха высокого давления, где воздух рассматривается, как реальный газ, описываемый уравнениями Ван-

дер–Ваальса, Бертело и дроссельным эффектом Джоуля–Томсона, что позволит обеспечить необходимую точность расчетов.

Результаты исследований. Будем рассматривать непрерывный процесс наполнения и истечения через проточную камеру (емкость) постоянного объема сжатого воздуха (природного газа или любого другого газа), как процесс, когда за малый промежуток времени в полость поступает и истекает из нее определенная масса газа. Состояние газа (давление, температура и плотность) изменяется (рисунок 1).

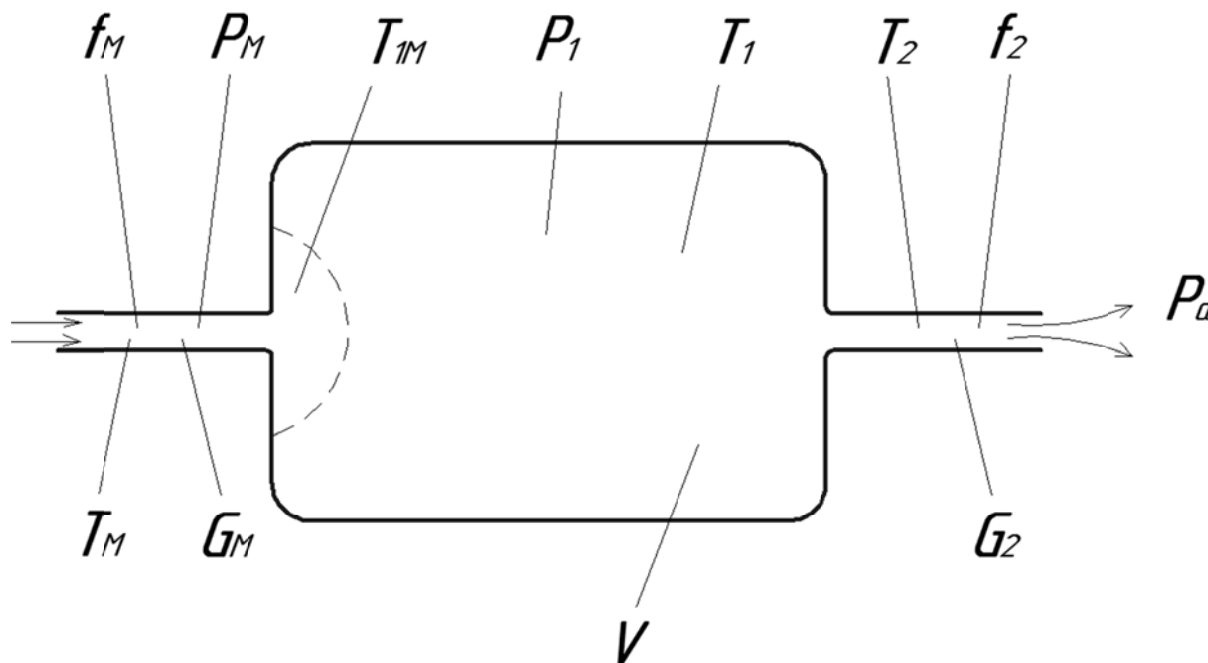


Рисунок 1 – Физическая модель проточной камеры

Согласно первому закону термодинамики подведенная и отведенная к газу находящемуся в камере V теплота, расходуется на изменение его внутренней энергии и на работу совершаемую газом. С учетом того, что в камере с постоянным объемом работа газом не совершается, запишем уравнение вида [5,6]

$$dQ_1 - dQ_2 = dU_1 \quad (1)$$

где dQ_1, dQ_2 – количество тепловой энергии подводящей и отводящей из камеры потоками газа,

dU_1 – потенциальная энергия газа находящегося в камере объемом V .

Количество тепловой энергии в общем виде dQ для газа равно:

$$dQ = Idm \quad (2)$$

где I – теплосодержание (энтальпия) газа,

dm – количество или масса газа.

Определим изменение внутренней энергии газа в камере V , через его удельную внутреннюю энергию и массу и представим ее в следующем виде:

$$dU_1 = u_1 dm_1 + m_1 du_1 \quad (3)$$

где dU_1 – потенциальная (внутренняя) энергия газа в камере V ,

u_1 – удельная внутренняя энергия газа,

m_1 – масса газа находящегося в камере.

$$m_1 = m_M - m_2$$

где m_M – масса поступающего в камеру газа,

m_2 – масса истекающего из камеры газа.

Выразим значение теплосодержания и удельной внутренней энергии газа через температуру и теплоемкость при постоянном давлении и постоянном объеме в виде выражений:

$$I = c_p T; u_1 = c_v T_1 \quad (4)$$

С учетом выражений (2), (3), (4) при их подстановке в уравнение (1) получим:

$$c_p T_{M1} dm_M - c_p T_2 dm_2 = c_v T_1 dm_1 + c_v m_1 dT_1 \quad (5)$$

где c_p, c_v – удельная теплоемкость газа при его постоянном давлении и при постоянном объеме,

T_M, T_1, T_2 – температура подводящего, отводящего потоков газа и температура газа в камере V,

dm_M, dm_1, dm_2 – количество газа поступающего, истекающего из камеры и находящегося в камере.

Сжатый газ, поступающий в камеру через дроссель из магистрали с температурой T_M , в первоначальный момент расширяется в ограниченной области емкости и его температура понижается до температуры T_{1M} . Затем поступившая в камеру порция газа, смешивается с газом в камере, давление газа в емкости начинает возрастать и температура газа повышается, при этом часть газа истекает.

Рассмотрим стадию наполнения, когда за малый промежуток времени масса газа через дроссель поступила в проточную камеру. Газ, поступивший в камеру (емкость постоянного объема) можно рассматривать как газ, не совершающий работы при постоянной энтальпии, то есть как необратимый, изоэнтальпийный, адиабатический процесс. Такой процесс может быть описан дифференциальным эффектом Джоуля–Томсона [1,4,8]. Так как для необратимого адиабатического процесса идеального газа данный эффект равен нулю, поэтому будем рассматривать дроссельный эффект Джоуля–Томсона для реального газа Ван–дер–Ваальса, который описывается формулой вида [1,3]:

$$\frac{\Delta T}{\Delta P} = \frac{2a / RT_{M1} - b}{c_p} \quad (6)$$

где $\Delta T = T_{M1} - T_M$ – разность температур;

T_{M1} – температура газа после расширения по эффекту Джоуля–Томсона;

T_M – температура газа подающей магистрали до дросселя;

$\Delta P = P_1 - P_M$ – изменение давления на дросселе;

P_1 – давление газа в камере;

P_M – давление газа в подающей магистрали;

$$a = 3P_{кр} v_{кр}^2; b = \frac{v_{кр}}{3}.$$

Преобразуем выражение (6) с учетом разности температур и давления, продифференцируем его правую и левую часть по времени при условии, что подводимый из магистрали газ имеет постоянные параметры по давлению и температуре ($P_M, T_M = \text{const}$) получим:

$$2c_p RT_{M1} \frac{dT_{M1}}{dt} = 2a \frac{dP_1}{dt} - 2aP_M - bRT_{M1} \frac{dP_1}{dt} - bRP_1 \frac{dT_{M1}}{dt} - bRP_M \frac{dT_{M1}}{dt} + c_p RT_2 \frac{dT_{M1}}{dt}. \quad (7)$$

Из уравнения (7) найдем $\frac{dT_{M1}}{dt}$ и получим выражение в окончательном виде:

$$\frac{dT_{M1}}{dt} = \left[\frac{dP_1}{dt} (2a - bRT_{M1}) - 2aP_M \right] / R [c_p (2T_{M1} - T_M) + b(P_1 + P_M)] \quad (8)$$

Для описания изменения состояния газа в проточной камере будем рассматривать его, как реальный газ, описываемый уравнением состояния для реального газа – уравнением Бертелло [1,2,9]:

$$\left(P_1 + \frac{a}{T_1 v_1^2}\right)(v_1 - b) = RT_1. \quad (9)$$

где P_1 – давление воздуха в емкости;
 R – универсальная газовая постоянная;
 $v_1 = V / m_1$ – удельный объем газа в камере;
 V – объем камеры;
 $a = 3T_{кр} P_{кр} v_{кр}^2$;
 $b = v_{кр} / 3$,

где $T_{кр}$ – критическая температура газа;
 $P_{кр}$ и $v_{кр}$ – давление и удельный объем газа в критической точке [12...15].

Подставим в уравнение (9) удельный объем через объем и массу получим кубическое уравнение относительно объема и массы. Продифференцируем его с учетом того, что $V = \text{const}$ и получим:

$$P_1 V^3 dT_1 + T_1 V^3 dP_1 + 2aV m_1 dm_1 - 6P_1 T_1 V^2 dm_1 - 6V^2 P_1 m_1 dT_1 + \\ + 6V^2 T_1 m_1 dP_1 - 36am_1^2 dm_1 = RT_1^2 V^2 dm_1 + 2RT_1 V^2 m_1 dT_1 \quad (10)$$

Преобразуем выражение (10) относительно $m_1 dT_1$ получим выражение вида:

$$m_1 dT_1 = \frac{1}{2RT_1 + 6P_1} \left(P_1 V dT_1 + T_1 V dP_1 + \frac{2am_1 dm_1}{V} - 6P_1 T_1 dm_1 + 6T_1 m_1 dP_1 - \right. \\ \left. - \frac{36am_1^2 dm_1}{V^2} - RT_1^2 dm_1 \right). \quad (11)$$

Подставим $m_1 dT_1$ из выражения (11) в уравнение (5), преобразуем его и получим промежуточное выражение:

$$\frac{c_P}{c_V} (T_{M1} dm_M - T_2 dm_2) = T_1 dm_1 + \frac{1}{2RT_1 + 6P_1} \left(P_1 V dT_1 + T_1 V dP_1 + \frac{2am_1 dm_1}{V} - 6P_1 T_1 dm_1 \right. \\ \left. + 6T_1 m_1 dP_1 - \frac{36am_1^2 dm_1}{V^2} - RT_1^2 dm_1 \right). \quad (12)$$

С учетом массового расхода $dm_M = G_M dt$, $dm_2 = G_2 dt$, $dm_1 = m_1 = (G_M - G_2)$ и $T_2 = T_1$ преобразуем относительно dP_1 выражение (12) и получим:

$$\frac{dP_1}{dt} \left(\frac{P_1 V dT_1}{2RT_1 + 6P_1} + \frac{6T_1 (m_M - m_2)}{2RT_1 + 6P_1} \right) = T_1 (G_M - G_2) - \frac{c_P}{c_V} (T_{M1} G_M - T_1 G_2) \\ + \frac{(G_M - G_2)}{2RT_1 + 6P_1} \left[\frac{2a(G_M - G_2) dt}{V} - 6P_1 T_1 - \frac{36a(G_M - G_2)^2 dt^2}{V^2} - RT_1^2 \right] \quad (13)$$

где G_M , G_2 – массовый расход подведенного к камере и отведенного из камеры газа.

Преобразуем выражение (13) относительно dP_1 и получим в окончательном виде:

$$\frac{dP_1}{dt} = \left\{ (G_M - G_2) \left[T_1 (2RT_1 + 6P_1) \left(\frac{2adt}{V} - \frac{36a(G_M - G_2)^2 dt^2}{V^2} \right) - (6P_1 T_1 + RT_1^2) \right] - \right. \\ \left. - \frac{c_P}{c_V} (2RT_1 + 6P_1) (T_{M1} G_M - T_1 G_2) \right\} / \\ / [P_1 V dT_1 + 6T_1 (G_M - G_2) dt] \quad (14)$$

Массовый расход газа, поступающий через дроссель из магистрали в проточную камеру емкости постоянного объема, выразим через уравнение Сен-Венана Ванцеля [5,7]:

$$G_M = \mu S_M P_M \sqrt{\frac{2}{RT_{M1}}} \sqrt{\frac{k}{k-1}} \sqrt{\left[\left(\frac{P_1}{P_M} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_1}{P_M} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \quad \frac{P_1}{P_M} \geq 0,5282. \quad (15)$$

$$G_{MK} = 0,4841 \mu S_M P_M \sqrt{\frac{2}{RT_{M1}}}, \quad \frac{P_1}{P_M} = 0,5282. \quad (16)$$

$$G_2 = \mu S_2 P_M \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \sqrt{\frac{k}{k-1}} \sqrt{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \quad \frac{P_2}{P_1} \geq 0,5282. \quad (17)$$

$$G_{2K} = 0,4841 \mu S_2 P_M \sqrt{\frac{2}{RT_1}}, \quad \frac{P_2}{P_1} = 0,5282. \quad (18)$$

где G_{MK}, G_{2K} – критический массовый расход подведенного к камере и отведенного из камеры газа;

P_2 – давление истекающего из камеры газа;

S_M, S_2 – площадь проходного сечения дросселя на входе и выходе камеры;

k – показатель адиабатического процесса;

μ – коэффициент расхода.

Выражение (15,17) записано для подкритического режима, а выражение (16,18) – для надкритического режимов истечения воздуха через дроссель в емкость.

Найдем изменение температуры T_1 в проточной камере, как емкости постоянного объема. Для этого используем уравнение состояния газа (10) в дифференциальной форме, преобразовав его относительно dT_1 :

$$\begin{aligned} \frac{P_1 V dP_1}{2RT_1 + \epsilon P_1} dT_1 = \frac{c_P}{c_V} (T_{M1} G_M - T_1 G_2) dt - T_1 (G_M - G_2) dt - \\ - \frac{1}{2RT_1 + \epsilon P_1} \left\{ \epsilon T_1 (G_M - G_2) dt dP_1 + (G_M - G_2) dt \left[\frac{2a(G_M - G_2)d}{V} - \right. \right. \\ \left. \left. - \epsilon P_1 T_1 - \frac{3a\epsilon(G_M - G_2)^2 dt^2}{V^2} - RT_1^2 \right] \right\} \quad (19) \end{aligned}$$

Преобразуем последнее уравнение и получим выражение в окончательном виде:

$$\begin{aligned} \frac{dT_1}{dt} = \frac{c_P}{c_V} (T_{M1} G_M - T_1 G_2) - T_1 (G_M - G_2) - \\ - \frac{1}{2RT_1 + \epsilon P_1} \left\{ \epsilon T_1 (G_M - G_2) dP_1 + \right. \\ \left. + (G_M - G_2) \left[\frac{2a(G_M - G_2)}{V} - \epsilon P_1 T_1 - \frac{3a\epsilon(G_M - G_2)^2 dt}{V^2} - RT_1^2 \right] \right\} / \\ / \frac{P_1 V dP_1}{2RT_1 + \epsilon P_1} \quad (20) \end{aligned}$$

Совместное решение уравнений (14) и (20) с учетом температуры T_{M1} из уравнения (8) и расхода из выражений (15), (16), (17), (18) позволяет определить параметры давления и температуры газа в проточной камере постоянного объема при ее наполнении из магистрали и истечении в отводящую магистраль или атмосферу. А так же определить переходный и установившийся режим работы камеры, время этих процессов.

Выводы.

1. Предложенная модель учитывает изменение параметра температуры T_1 газа в проточной камере (уравнение 20), а не только температуру T_M подводящего газа.

2. В модели учитывается, что не вся подведенная потоком газа теплота расходуется на процесс сжатия в камере газа, а часть ее в первоначальный момент расходуется на процесс расширения газа в ограниченной области емкости. Этот процесс описывается дроссельным эффектом Джоуля–Томсона.

3. Математическая модель в данной работе основана на законах реального газа Ван-дер-Ваальса и Бертело, а не для идеального газа как представлено в большинстве анализируемых работ, что ближе отражает физические процессы с газом особенно для больших давлений (5...10 МПа) и диапазона температур (–100...+150 °С).

В дальнейшем будут проведены экспериментальные исследования для различных режимов наполнения и истечения газа через проточную камеру.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Юренев, В.Н. Теплотехнический справочник / В.Н.Юренев, П.Д.Лебедев. – М.: Энергия, издание второе. Том 1, 1975. – 744 с.
2. Поливцев, В.П. Моделирование процесса истечения сжатого воздуха как идеального и реального газа из емкости постоянного объема для систем пневмоавтоматики/ В.П.Поливцев, В.В.Поливцев // Вестник СевНТУ. Автоматизация процессов и управления: сб. науч. тр. – Севастополь, 2014. – Вып. 146. – С. 21 – 28.
3. Поливцев, В.П. Исследование процесса наполнения сжатым воздухом как реальным газом емкости постоянного объема / В.П.Поливцев, В.В.Поливцев // Оптимизация производственных процессов: сб. науч. тр. – Севастополь, 2014. – Вып. 15. – С. 179– 184.
4. Сивухин, Д.В. Общий курс физики Т. 2 Термодинамика и молекулярная физика / Д.В.Сивухин. – М.: Наука, 1975. – 519с.
5. Герц, Е.В. Динамика пневматических систем машин / Е.В.Герц. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
6. Федорец, В.А. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков./ В.А. Федорец, М.Н. Педченко, А.Ф. Пичко, Ю.В. и др – к.: вицашк. Головное изд-во, 1987. –375 с.
7. Дмитриев, В.Н. Основы пневмоавтоматики./ В.Н.Дмитриев, В.Г. Градецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.
8. Уравнение состояния реальных газов. Р.Л. Фогельсон, Е.Р. Лихачев. Журнал технической физики. Россия, Воронеж, ВГУ. 2004, том 74, вып. 7, С. 129–130.
9. Исследование процесса наполнения сжатым воздухом емкости постоянного объема через сопло постоянного сечения. Поливцев В.П., Поливцев В.В. Вестник СевНТУ, серия автоматизация процессов управления №125, Севастополь, 2012, С. 96– 102.
10. Некрасов, Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. / Б.Б. Некрасов, Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск: Выш. шк., 1985. – 382 с.
11. Пашков, Е.В. Промышленные механотронные системы на основе пневмопривода: Учеб. пособие / Е.В. Пашков, Ю.А. Осинский. – Севастополь: Из-во СевНТУ, 2007. – 401 с.
12. Рабинович, В.А. Теплофизические свойства неона, аргона, криптона и ксенона/ В.А. Рабинович, А.А. Вассерман, В.Н. Недоступ, В.С. Векслер. –М.: Изд. Стандартов, 1976. – 636 с.
13. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 720 с.
14. Фогельсон, Р.Л. Температурная зависимость вязкости / Р.Л. Фогельсон, Е.Р. Лихачев // Журнал технической физики. – 2001. – Т.71. – вып.8. – С. 128– 131.
15. Вассерман, А.А. Теплофизические свойства жидкого воздуха и его компонентов / А.А. Вассерман, В.А. Рабинович – М.: Изд. Стандартов, 1968. – 239 с.

Поливцев Виктор Петрович

ФГАОУ ВО Севастопольский технический университет, г. Севастополь
ул. Университетская, 33 г. Севастополь, Россия. 99053
Кандидат технических наук, доцент кафедры ПСиАТП
E-mail: vovapolivcev@yandex.ru

Поливцев Владимир Викторович

Старший преподаватель кафедры ПСиАТП
ФГАОУ ВО Севастопольский технический университет, г. Севастополь
ул. Университетская, 33 г. Севастополь, Россия. 99053
E-mail: vovapolivcev@yandex.ru

THE STUDY OF DYNAMIC PROCESSES PREPROTEIN COMPRESSED AIR AS A REAL GADACERET FLOW CHAMBER OF CONSTANT VOLUME

Abstract. *The fields of industries which use gas as the working fluid, operating in a wide range of temperatures and pressures were presented. Also has been made the analysis of the research in this area. The researches of process of filling and outflow of compressed air through the inflow chamber of constant volume are given. The process of filling and expiration is seen as a continuous process in which there is constant change of the parameters of compressed air located in the container and compressed air supply and flowing out from the container of constant volume. Presented models considering compressed air as a real gas based on the equation of Berthelot, Van der Waals and the Joule–Thomsons effect. The article provides both physical and mathematical models of the flow of compressed air as a real gas through a flow chamber. The conclusions about researches were presented.*

Keywords: *air, outflow, mass, temperature, flow, pressure, a real gas.*

BIBLIOGRAPHY

1. Yurenev, V.N. Teplotekhnicheskij spravochnik / V.N.Yurenev, P.D.Lebedev. – M.: ENergiya, izdanie vtoroe. Tom 1, 1975. – 744 s.
2. Polivcev, V.P. Modelirovanie processa istecheniya szhatogo vozduha kak idealnogo i realnogo gaza iz emkosti postoyannogo ob"ema dlyasistem pnevmoavtomatiki/ V.P.Polivcev, V.V.Polivcev // Vestnik SevNTU. Avtomatizaciya processov i upravleniya: sb. nauch. tr. – Sevastopol, 2014. – Vyp. 146. – S. 21 – 28.
3. Polivcev, V.P. Issledovanie processa napolneniya szhatym vozduhom kak realnym gazom emkosti postoyannogo obema / V.P.Polivcev, V.V.Polivcev // Optimizaciya proizvodstvennyh processov: sb. nauch. tr. – Sevastopol, 2014. – Vyp. 15. – S.179– 184.
4. Sivuhin, D.V. Obschij kurs fiziki T. 2 Termodinamika i molekulyarnaya fizika / D.V.Sivuhin. – M.: Nauka, 1975. – 519 s.
5. Gerc, E.V. Dinamika pnevmaticheskikh sistem mashin / E.V.Gerc. – M.: Mashinostroenie, 1985. – 256 s.
6. Fedorec, V.A. Gidroprivody i gidropnevmoavtomatika stankov./ V.A. Fedorec, M.N. Pedchenko, A.F. Pichko, YU.V. i dr – k.: vishchashk. Golovnoe izd-vo, 1987. – 375 s.
7. Dmitriev, V.N. Osnovy pnevmoavtomatiki./ V.N.Dmitriev, V.G. Gradeckij. – M.: Mashinostroenie, 1973. – 360 s.
8. Uravnenie sostoyaniya realnyh gazov. R.L. Fogelson, E.R. Lihachev. ZHurnal tekhnicheskoy fiziki. Rossiya, Voronezh, VGU. 2004, tom 74, vyp. 7, S. 129–130.
9. Issledovanie processa napolneniya szhatym vozduhom emkosti postoyannogo obema cherez soplo postoyannogo secheniya. Polivcev V.P., Polivcev V.V. Vestnik SevNTU, seriya avtomatizaciya processov upravleniya №125, Sevastopol, 2012, S. 96– 102.
10. Nekrasov, B.B. Spravochnoe posobie po gidravlike, gidromashinam i gidroprivodam. / B.B. Nekrasov, YA.M. Vilner, YA.T. Kovalev – 2-e izd., pererab. i dop. – Minsk: Vysh. shk., 1985. – 382 s.
11. Pashkov, E.V. Promyshlennyye mekhanotronnyye sistemy na osnove pnevmoprivoda: Ucheb.posobie / E.V. Pashkov, YUA. Osinskij. – Sevastopol: Iz-vo SevNTU, 2007. – 401 s.
12. Rabinovich, V.A. Teplofizicheskie svojstva neona, argona, kriptona i ksenona/ V.A. Rabinovich, A.A. Vasserman, V.N. Nedostup, V.S. Veksler. –M.: Izd. Standartov, 1976. – 636 s.
13. Vargaftik, N.B. Spravochnik po teplofizicheskim svojstvam gazov i zhidkostej. – M.: Nauka, 1972. – 720 s.
14. Fogelson, R.L. Temperaturnaya zavisimost vyazkosti / R.L. Fogelson, E.R. Lihachev // ZHurnal tekhnicheskoy fiziki. – 2001, T.71, vyp.8 – S.128– 131.
15. Vasserman, A.A. Teplofizicheskie svojstva zhidkogo vozduha i ego komponentov / A.A. Vasserman, V.A. Rabinovich – M.: Izd. Standartov, 1968. – 239 s.

Polyvtsev Victor Petrovich

FGAOU VO Sevastopol Technical University, Sevastopol
Ul. University, 33, Sevastopol, Russia. 99053
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of
the Department
E-mail: vovapolivcev@yandex.ru

Polyvtsev Vladimir Viktorovich

Senior lecturer of the department
FGAOU VO Sevastopol Technical University, Sevastopol
Ul. University, 33, Sevastopol, Russia. 99053
E-mail: vovapolivcev@yandex.ru

П.А. РЫЖОВ, С.А. ЕВСЮКОВ

ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛЕЙ РЕГРЕССИИ ДЛЯ ОПИСАНИЯ КРАЕВОГО РАСШИРЕНИЯ ПРИ ОБЖИМЕ ТРУБЧАТЫХ ЗАГОТОВОК

Аннотация. Краевой участок поковки, полученной из цилиндрической трубчатой заготовки, обжатой в коническую матрицу с выходом в цилиндрическую часть, является дефектным из-за отклонения геометрии стенки в этой области от цилиндрической поверхности. Методом планирования эксперимента производится вывод уравнений, численно описывающих влияние относительной исходной толщины стенки заготовки, радиуса перехода конического участка матрицы в цилиндрический и угла конусности матрицы на размеры данного участка. Полученные модели регрессии позволяют определять разницу между максимальным радиусом краевого участка и радиусом основной части цилиндра, а также длину указанного участка.

Ключевые слова: модель регрессии, обжим, коническая матрица, цилиндрическая часть, краевое расширение, радиус перехода матрицы.

Введение.

Обжим трубных заготовок в коническую матрицу является достаточно распространённой и хорошо изученной операцией листовой штамповки [1–8]. Однако при обжиге трубчатых заготовок с выходом в цилиндрическую часть в краевой области полученной поковки имеет место искажение цилиндрической части и потеря контакта заготовки с поверхностью матрицы (рисунки 1, 2).



Рисунок 1 – Искривление краевого участка заготовки при обжиге

Данный краевой дефект можно охарактеризовать тремя величинами: разницей Δd между максимальным радиусом краевого участка и радиусом основной части цилиндра (ниппеля), а также длиной криволинейного участка расширения в краевой зоне ниппельной части по внешней $\Delta l_{\text{внешн.}}$ и по внутренней $\Delta l_{\text{внутр.}}$ поверхностям заготовки (рисунок 2). Минимизация каждой из этих величин является целью оптимизации процесса обжима с выходом в цилиндрическую часть.

Основная часть.

Процесс образования краевого дефекта в части определения величин указанных характеристик исследован не достаточно полно [9–11]. В частности, не было обнаружено аналитических зависимостей для определения величин $\Delta l_{\text{внешн.}}$ и $\Delta l_{\text{внутр.}}$. Зависимости же для определения величины Δd либо слишком сложны, либо дают значительную погрешность по сравнению с экспериментальными данными. В связи с этим является актуальным поиск решений, позволяющих получить значения данных характеристик другими методами.

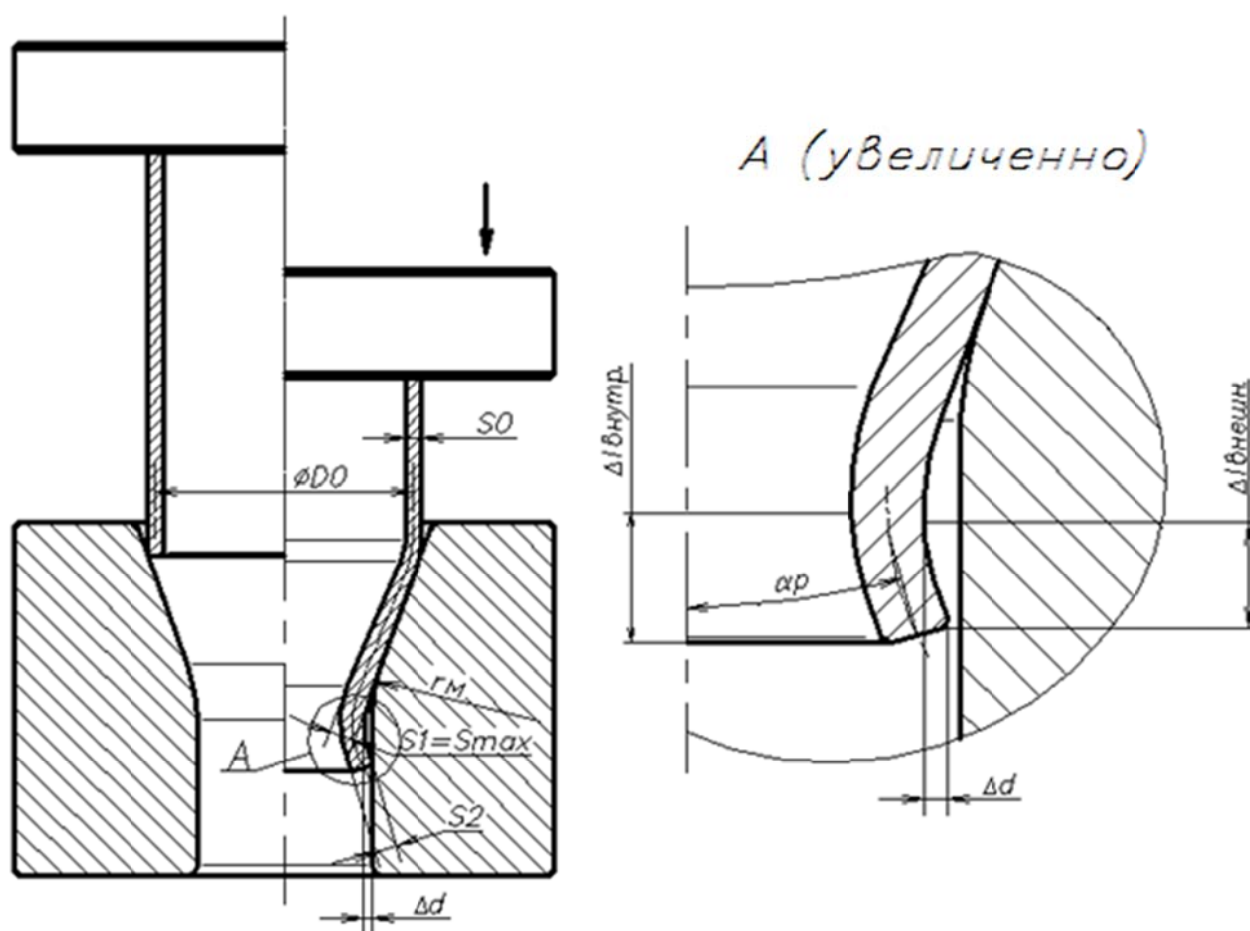


Рисунок 2 – Схема обжима трубчатой заготовки в коническую матрицу с выходом в цилиндрическую часть

В данной работе они определяются методом планирования эксперимента. Научной новизной, таким образом, будут являться полученные в результате данной работы модели регрессии, позволяющие получить численные значения указанных характеристик.

Из геометрических соображений следует, что $\Delta l_{\text{внешн.}}$ прямо пропорционально Δd и тангенсу угла условной раздачи α_p (рисунок 2):

$$\Delta l_{\text{внешн.}} = \Delta d \cdot \operatorname{ctg} \alpha_p;$$

В свою очередь $\Delta l_{\text{внутр.}}$ можно определить как

$$\Delta l_{\text{внутр.}} \approx \Delta l_{\text{внешн.}} + \frac{S_2}{\operatorname{ctg} \alpha_p},$$

где S_2 – толщина стенки заготовки по краю ниппельной части (рисунок 2).

Таким образом, две из трёх характеристик краевого дефекта могут быть вычислены по определённым формулам, включающим в себя третью характеристику. Более того, как было показано выше, все эти величины в каждом конкретном случае связаны друг с другом пропорциональной зависимостью с всегда положительным коэффициентом пропорциональности $\operatorname{ctg} \alpha_p$. Это означает, что за параметр оптимизации в данном случае достаточно принять лишь одну из величин Δd , $\Delta l_{\text{внешн.}}$, $\Delta l_{\text{внутр.}}$. Критерием оптимизации в этом случае будет минимизация данной величины, что повлечёт за собой минимизацию и всех остальных величин, характеризующих крайевой дефект. То, есть, данный дефект будет либо вовсе отсутствовать, либо сведён к минимуму.

Т.к. α_p и, соответственно, $\operatorname{ctg} \alpha_p$ является неизвестной величиной, не поддающейся аналитическому расчёту, его нахождение и установление связи между Δd , $\Delta l_{\text{внешн.}}$, и $\Delta l_{\text{внутр.}}$ возможно лишь путём обработки экспериментальных данных.

Определение $\Delta l_{\text{внутр.}}$ и α_p при физическом эксперименте является трудновыполнимой и трудоёмкой задачей – получить данные величины прямым измерением с достаточной

точностью представляется возможным лишь при проведении математического моделирования. В связи с этим будем искать выражения для определения Δd и $\Delta l_{\text{внешн.}}$ для относительных величин $\Delta d = \Delta d/D_0$ и $\Delta l_{\text{внешн.}} = \Delta l_{\text{внешн.}}/D_0$. Для вывода указанных зависимостей воспользуемся методом построения моделей регрессии, подробно описанного в [12, 13].

Для оптимизации процесса обжима с выходом в цилиндрическую часть будем искать функции $\Delta d(X_i)$ и $\Delta l_{\text{внешн.}}(X_i)$, где X_i – параметры оптимизации в натуральных значениях. В качестве параметров оптимизации X_i возьмём исходную относительную толщину стенки заготовки S_0/D_0 , угол конусности матрицы α и относительный радиус перехода конического участка матрицы в цилиндрический $r_M/2R_0 = r_M/D_0$ (рисунок 2).

Т.к. самой важной характеристикой краевого дефекта является величина Δd , условием оптимизации будет выражение в натуральных значениях переменных:

$$\Delta d'(X_1, X_2, X_3) = 0$$

или, в кодированных значениях переменных:

$$\Delta d'(x_1, x_2, x_3) = 0, \quad (1)$$

где x_1, x_2 и x_3 – соответственно записанные в кодированных значениях параметры S_0/D_0 , α и r_M/D_0 .

Таблица 1 – Матрица плана в натуральных значениях переменных

Номер опыта	X_0	$r_M/D_0 (X_1)$	$S_0/D_0 (X_2)$	α , град. (X_3)	Δd	$\Delta l_{\text{внешн.}}$
1	1	0,109	0,059	16	0,0112	0,1379
2	1	0,328	0,059	16	0,0070	0,1204
3	1	1,642	0,059	16	0,0008	0,0679
4	1	0,109	0,113	16	0,0117	0,1774
5	1	0,328	0,113	16	0,0085	0,1533
6	1	1,642	0,113	16	0,0013	0,0974
7	1	0,109	0,168	16	0,0094	0,1938
8	1	0,328	0,168	16	0,0078	0,1817
9	1	1,642	0,168	16	0,0014	0,1314
10	1	0,109	0,059	21	0,0149	0,1478
11	1	0,328	0,059	21	0,0071	0,1193
12	1	1,642	0,059	21	0,0008	0,0734
13	1	0,109	0,113	21	0,0148	0,1817
14	1	0,328	0,113	21	0,0097	0,1631
15	1	1,642	0,113	21	0,0013	0,1073
16	1	0,109	0,168	21	0,0122	0,2168
17	1	0,328	0,168	21	0,0094	0,1971
18	1	1,642	0,168	21	0,0014	0,1423
19	1	0,109	0,059	30	0,0186	0,1522
20	1	0,328	0,059	30	0,0086	0,1160
21	1	1,642	0,059	30	0,0010	0,1073
22	1	0,109	0,113	30	0,0132	0,1598
23	1	0,328	0,113	30	0,0095	0,1555
24	1	1,642	0,113	30	0,0013	0,1106
25	1	0,109	0,168	30	0,0154	0,1741
26	1	0,328	0,168	30	0,0102	0,1708
27	1	1,642	0,168	30	0,0014	0,1325

Т.к. величина Δd очень мала (порядка 10^{-3}), для ее точного вычисления требуется построение максимально полного уравнения регрессии. В связи с возможностью проведения значительного объема математического моделирования [11], заменяющего физические

эксперименты, в качестве плана эксперимента была выбрана матрица 3^3 (полный факторный эксперимент для трёх независимых параметров, варьируемых каждый на трех уровнях).

Матрица плана в натуральных значениях параметров (X_1, X_2, X_3) представлена в таблице 1.

Искомые функции $\Delta d(X_1, X_2, X_3)$ и $\Delta l(X_1, X_2, X_3)$ будем искать в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta d' = \sum_{\substack{0 \leq \alpha \leq 2 \\ 0 \leq \beta \leq 2 \\ 0 \leq \gamma \leq 2}} b_{d1\alpha 2\beta 3\gamma} X_1^\alpha X_2^\beta X_3^\gamma \\ \Delta l'_{\text{внешн.}} = \sum_{\substack{0 \leq \alpha \leq 2 \\ 0 \leq \beta \leq 2 \\ 0 \leq \gamma \leq 2}} b_{l1\alpha 2\beta 3\gamma} X_1^\alpha X_2^\beta X_3^\gamma \end{array} \right. \quad (2)$$

В данной формуле $b_{d1\alpha 2\beta 3\gamma}$ – линейные коэффициенты модели, описывающей функцию Δd , $b_{l1\alpha 2\beta 3\gamma}$ – линейные коэффициенты модели, описывающей функцию Δl ; α, β и γ – целые числа от 0 до 2, определяющие количество цифр 1, 2 и 3 в индексах соответствующих линейных коэффициентов, а также порядок каждого фактора в соответствующем слагаемом модели.

Для перехода к кодированным значениям переменных с целью получения линейных функций, характеризующих главные эффекты первого порядка, использовалась формула:

$$X_{iu} \rightarrow x_{iu} = k_i(X_{iu} + A_i),$$

где X_{iu} и x_{iu} – u -е значения i -х переменных соответственно в натуральном и кодированном виде;

индексы переменных соответственно лежат в диапазонах:

$$i = 1, 2, 3; u = 1 \dots N; N = 3^3 = 27;$$

k_i – коэффициенты пропорциональности линейных функций x_i ;

A_i – константы линейных функций x_i , определяемые из условия симметричности матрицы плана.

Таким образом, выражения для линейных функций x_i будут иметь вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1 = 1,305 \cdot (X_{1u} - 0,693); \\ x_2 = 18,349 \cdot (X_{2u} - 0,113); \\ x_3 = 0,143 \cdot (X_{3u} - 22,333). \end{array} \right. \quad (3)$$

Для перехода к кодированным значениям переменных с целью получения квадратичных функций, характеризующих главные эффекты второго порядка, использовалась формула:

$$X_{iu}^2 \rightarrow z_{iu} = K_i(x_{iu}^2 + a_i x_{iu} + c_i),$$

где индексы переменных также лежат в диапазонах:

$$i = 1, 2, 3; u = 1 \dots N; N = 3^3 = 27;$$

K_i – коэффициенты пропорциональности квадратичных функций z_i ;

a_i – коэффициенты пропорциональности линейных функций x_i ,

c_i – константы квадратичных функций z_i ;

Таким образом, выражения для квадратичных функций z_i будут иметь вид:

$$\begin{cases} z_1 = 4,18 \cdot (x_{1u}^2 - 0,576x_{1u} - 0,78); \\ z_2 = 3 \cdot (x_{2u}^2 - 0,009x_{2u} - 0,667); \\ z_3 = 4,7 \cdot (x_{3u}^2 - 0,276x_{3u} - 0,685). \end{cases} \quad (4)$$

В соответствии с [12, 13] были рассчитаны коэффициенты моделей (2).

Таким образом, были получены две модели ($\Delta d(x_i)$ и $\Delta l(x_i)$), состоящие из 27 слагаемых каждая, включающих в себя произведения линейных функций x_i и квадратичных функций z_i , являющиеся громоздкими, сложными для восприятия и вызывающими большие сложности при расчётах. В связи с этим являлось целесообразным исключение из полученных моделей части слагаемых на основании анализа статистической значимости линейных коэффициентов этих моделей.

В соответствии с полученными значениями доверительных интервалов коэффициентов $b_{d1\alpha2\beta3\gamma}$ и $b_{l1\alpha2\beta3\gamma}$ из условия статистической значимости следует, что многими коэффициентами моделей можно пренебречь. Однако, в результате построения соответствующих матриц неадекватности моделей [12] было установлено, что отсутствие учёта некоторых коэффициентов приводит к значительным погрешностям при вычислениях.

В связи с этим матрицы неадекватности перестраивались за счет добавления ранее неучитываемых коэффициентов до вида, обеспечивающего рациональные с точки зрения сложности и точности расчётов моделями, имеющие следующий вид:

$$\begin{cases} \Delta d' = b_{d0} + b_{d1}x_1 + b_{d3}x_3 + b_{d12}x_1x_2 + \\ + b_{d13}x_1x_3 + b_{d23}x_2x_3 + b_{d11}z_1 + b_{d112}x_2z_1; \\ \Delta l'_{\text{внешн.}} = b_{l0} + b_{l1}x_1 + b_{l2}x_2 + b_{l13}x_1x_3 + \\ + b_{l23}x_2x_3 + b_{l11}z_1 + b_{l33}z_3 + b_{l133}x_1z_3 + b_{l233}x_2z_3. \end{cases}$$

Подставляя значения коэффициентов, получим:

$$\begin{cases} \Delta d' = 10^{-3} \cdot (7,78 - 5,52x_1 + 1,07x_3 + 0,41x_1x_2 - \\ - 0,92x_1x_3 - 0,08x_2x_3 + 1,50z_1 - 0,90x_2z_1); \\ \Delta l'_{\text{внешн.}} = 10^{-2} \cdot (14,40 - 2,99x_1 + 2,77x_2 + 0,69x_1x_3 - \\ - 0,75x_2x_3 + 0,45z_1 - 0,21z_3 + 0,13x_1z_3 - 0,24x_2z_3). \end{cases}$$

Полученные модели дают погрешность по сравнению с моделированием в диапазонах: для Δd (и, соответственно, $\Delta d'$) – от 1,52 до 16,98 %, для $\Delta l_{\text{внешн.}}$ (и $\Delta l'_{\text{внешн.}}$) – от 0,02 до 10,58 %. Переходя от относительных значений к абсолютным, окончательно получим:

$$\begin{cases} \Delta d = 10^{-3} \cdot D_0 \cdot (7,78 - 5,52x_1 + 1,07x_3 + 0,41x_1x_2 - \\ - 0,92x_1x_3 - 0,08x_2x_3 + 1,50z_1 - 0,90x_2z_1); \\ \Delta l_{\text{внешн.}} = 10^{-2} \cdot D_0 \cdot (14,40 - 2,99x_1 + 2,77x_2 + 0,69x_1x_3 - \\ - 0,75x_2x_3 + 0,45z_1 - 0,21z_3 + 0,13x_1z_3 - 0,24x_2z_3). \end{cases} \quad (5)$$

Для ведения расчётов с использованием полученных моделей значения параметров $X_1 = r_w/D_0$, $X_2 = S_0/D_0$ и $X_3 = \alpha$ из натуральных значений необходимо перевести в кодированные по формулам (3) и (4), после чего уже подставлять в (5).

Как видно из полученных выражений (5), все они достаточно сложны и содержат слагаемые, являющиеся функциями 2-го порядка, что не позволяет аналитическим путём провести оптимизацию в соответствии с условием (1). Однако, вид данных моделей позволяет сделать качественные выводы о влиянии исходных параметров (X_1 , X_2 , X_3) на величину искомых величин.

Выводы.

1. На основании проведенных исследований установлено, что разница между максимальным радиусом краевого участка и радиусом основной части цилиндра (Δd) заметно убывает с увеличением величины относительного радиуса скругления конического участка матрицы r_m/D_0 . При этом он выше для больших значений исходной относительной толщины стенки заготовки S_0/D_0 .

2. Длина дефектного участка (как на внешней, так и на внутренней части поковки) убывает с увеличением относительного радиуса скругления кромки матрицы (r_m/D_0), и увеличивается с увеличением исходной относительной толщины стенки заготовки S_0/D_0 .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Wolker, A. Hot and cold forming processes / A. Wolker // Mass production. – 1969. – Vol. 45. – № 9. – P. 25–32.
2. The metallurgy of deep drawing and pressing / Jevons J. D. – London: Chapman & Hall Ltd., 1945. – 751 p.
3. Пат. 9003856 США, МПК B21K 23/04 (2006.01) Способ изготовления детали с фланцем: МасуямаТакехико, Matec Co., Ltd. 2015.
4. Совершенствование технологии изготовления сложнопрофильных осесимметричных деталей из толстостенных трубных заготовок: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Нгуен Куок Хуи. – Тульский государственный университет. – Тула, 2015. – 16 с.
5. Евсюков, С.А. Влияние напряженного состояния на изменение длины образующей заготовки / С.А. Евсюков // Вестник МГТУ. – Сер. Машиностроение. – 1996. – № 2. – С. 94–100.
6. Евсюков, С.А. Влияние объемности схемы напряженного состояния на изменение толщины заготовки / С.А. Евсюков // Оборудование и процессы обработки давлением: Материалы Всероссийской юбилейной научно-технической конференции «100-летие со дня рождения профессора А.И. Зимина». – М. – 1995. – С. 112–120.
7. Евсюков, С.А. Разработка процессов и методов проектирования листовой штамповки деталей из трубных заготовок / С.А. Евсюков: дис.... д-ра техн. наук: 05.03.05. – Москва, 1998.
8. Езжев, А.С. Разработка технологического процесса штамповки переводников для насосно-компрессорных труб / А.С. Езжев, О.А. Белокуров, А.Н. Легких // Заготовительные производства в машиностроении. – 2008. – № 4. – С. 32–38.
9. Технология производства патронов стрелкового оружия. Ч. 2. Процессы штамповки / Н.П. Агеев, Г.А. Данилин, В.П. Огородников. – СПб.: Балтийский государственный технический университет, 2006. – 533 с.
10. Ковка и штамповка: Справочник: В 4 т. – Т. 4. Листовая штамповка / Под ред. А.Д. Матвеева; Ред. совет: Е.И. Семёнов (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 1985–1987. – 544 с.
11. Рыжов, П.А. Исследование процесса обжима трубчатых заготовок с выходом в цилиндрическую часть / П.А. Рыжов, С.А. Евсюков, Ю.Х. Хациев // Заготовительные производства в машиностроении. – 2016. – № 12. – С. 18–21.
12. Новик, Ф.С. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов / Ф.С. Новик, Я.Б. Арсов. – М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. – 380 с.
13. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 278 с.

Рыжов Павел Андреевич

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Аспирант кафедры «Технологии
обработки давлением»
Тел. +7(915)0972067
E-mail: pr1987@mail.ru

Евсюков Сергей Александрович

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой
«Технологии обработки давлением»
Тел. +7(499)2636901
E-mail: pr1987@mail.ru

P.A. RYZHOV, S.A. EVSUKOV

THE REGRESSION MODELS OBTAINING FOR THE PARISON TUBES EDGE BROADENING IN PROCESS OF SWAGING DESCRIBING

Abstract. *The edge region of the forging obtained from the cylindrical tubular workpiece, swaged in conic die with access to the cylindrical section is defective due to deviations of the wall geometry in this region from the cylindrical surface. Method of experiment planning is the derivation of equations numerically describing the effect of the workpiece relative initial wall thickness, die conic section to the cylindrical one transition radius and die taper angle to the specified region sizes. Obtained regression models allow us to determine the difference between the edge region maximum radius and the radius of the main part of the cylinder, and the specified area length.*

Keywords: *regression model, conic die, cylindrical part, edge broadening, die transition radius.*

BIBLIOGRAPHY

1. Wolker, A. Hot and cold forming processes / A. Wolker // Mass production. – 1969. – Vol. 45. – № 9. – R. 25–32.
2. The metallurgy of deep drawing and pressing / Jevons J. D. – London: Chapman & Hall Ltd., 1945. – 751 p.
3. Pat. 9003856 SSHA, MPK B21K 23/04 (2006.01) Sposob izgotovleniya detali s flantsem: MasuyamaTakekhiko, Matec Co., Ltd. 2015.
4. Sovershenstvovaniye tekhnologii izgotovleniya slozhnoprofilnykh osesimmetrichnykh detaley iz tolstostennykh trubnykh zagotovok: avtoreferat dissertatsii na soiskaniye uchenoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk / Nguyen Kuok Khui. – Tul'skiy gosudarstvennyy universitet. – Tula, 2015. – 16 s.
5. Yevsyukov, S.A. Vliyaniye napryazhennogo sostoyaniya na izmeneniye dliny obrazuyushchey zagotovki / S.A. Yevsyukov // Vestnik MGTU. – Ser. Mashinostroyeniye. – 1996. – № 2. – S. 94–100.
6. Yevsyukov, S.A. Vliyaniye ob'yemnosti skhemy napryazhennogo sostoyaniya na izmeneniye tolshchiny zagotovki / S.A. Yevsyukov // Oborudovaniye i protsessy obrabotki davleniyem: Materialy Vserossiyskoy yubileynoy nauchno–tekhnicheskoy konferentsii «100–letniye so dnya rozhdeniya professora A.I. Zimina». – M. – 1995. – S. 112–120.
7. Yevsyukov, S.A. Razrabotka protsessov i metodov proyektirovaniya listovoy shtampovki detaley iz trubnykh zagotovok / S.A. Yevsyukov: dis.... d–ra tekhn. nauk: 05.03.05. – Moskva, 1998.
8. Yezzhev, A.S. Razrabotka tekhnologicheskogo protsessa shtampovki perevodnikov dlya nasosno–kompressornykh trub / A.S. Yezzhev, O.A. Belokurov, A.N. Legkikh // Zagotovitelnyye proizvodstva v mashinostroyenii. – 2008. – № 4. – S. 32–38.
9. Tekhnologiya proizvodstva patronov strelkovogo oruzhiya. CH. 2. Protsessy shtampovki / N.P. Ageyev, G.A. Danilin, V.P. Ogorodnikov. – SPb.: Baltiyskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet, 2006. – 533 s.
10. Kovka i shtampovka: Spravochnik: V 4 t. – T. 4. Listovaya shtampovka / Pod red. A.D. Matveyeva; Red. sovet: Ye.I. Semonov (pred.) i dr. – M.: Mashinostroyeniye, 1985–1987. – 544 s.
11. Ryzhov, P.A. Issledovaniye protsessa obzhima trubchatykh zagotovok s vykhodom v tsilindricheskuyu chast / P.A. Ryzhov, S.A. Yevsyukov, YU.KH. Khatsiyev // Zagotovitelnyye proizvodstva v mashinostroyenii. – 2016. – № 12. – S. 18–21.
12. Novik, F.S. Optimizatsiya protsessov tekhnologii metallov metodami planirovaniya eksperimentov / F.S. Novik, YA.B. Arsov. – M.: Mashinostroyeniye; Sofiya: Tekhnika, 1980. – 380 s.
13. Adler, YU.P. Planirovaniye eksperimenta pri poiske optimalnykh usloviy / YU.P. Adler, Ye.V. Markova, YU.V. Granovskiy. – M.: Nauka, 1976. – 278 s.

Ryzhov Pavel Andreevich

Bauman MSTU, Moscow
postgraduate student of «Metalforming Technologies»
Department
Ph.: +7(915)0972067
E–mail: pr1987@mail.ru

Evsukov Sergey Aleksandrovich

Bauman MSTU, Moscow
Dr. of Science (Eng), Professor, Head of «Metalforming
Technologies» Department
Ph.: +7(499)2636901
E–mail: pr1987@mail.ru

А.А. ТРЕЩЕВ

ПОТЕНЦИАЛЬНАЯ ЗАВИСИМОСТЬ МЕЖДУ ДЕФОРМАЦИЯМИ И НАПРЯЖЕНИЯМИ ДЛЯ ОРТОТРОПНЫХ ФИЗИЧЕСКИ НЕЛИНЕЙНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Аннотация. Рассматривается вариант обобщения нелинейного представления потенциала деформаций для ортотропных материалов, не подчиняющихся в направлениях главных осей анизотропии гипотезе «единой кривой». В основу варианта построения потенциальных зависимостей положена методика тензорного пространства нормированных напряжений. Рассмотрены квазилинейные и нелинейные уровни потенциальных зависимостей для ортотропных материалов. Представлены варианты нелинейных материальных функций, указана система экспериментов для их определения и способ проверки энергетической непротиворечивости.

Ключевые слова: Нормированные напряжения; условие нормировки; формулы Кастильяно; разносопротивляющиеся материалы; ортотропные материалы; нелинейная форма потенциала.

Введение.

В строительстве и других отраслях промышленности в настоящее время получили широкое применение конструкционные материалы, механические свойства, которых не соответствуют классическим представлениям об упругопластическом деформировании твердых тел. Многие из этих материалов являются анизотропными [1, 2].

Постановка и решение проблемы.

Построение математической модели состояния конструкционных материалов, универсально работающей при различных условиях нагружения, представляет собой одно из важнейших направлений механики деформированного твердого тела. Требуется установить взаимнооднозначные соотношения между компонентами напряженного и деформированного состояния с указанием системы экспериментов, достаточной для определения констант, входящих в уравнения состояния и характеризующие механические свойства рассматриваемого материала.

Определяющие соотношения для нелинейно ортотропных материалов можно представить не только в виде прямой связи тензоров деформаций и напряжений, как это сделано в работах [2 – 15], но и через потенциал деформаций:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + \dots, \quad (1)$$

где $W = W(\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}, \tau_{12}\tau_{21}, \tau_{23}\tau_{32}, \tau_{31}\tau_{13}, \tau_{12}\tau_{23}\tau_{31})$,

W_n – однородный многочлен степени $n+1$ по напряжениям.

Коэффициенты, входящие в разложение (1) являются параметрами материала, которые зависят от вида напряженного состояния и подлежат экспериментальному определению. Так для физически квазилинейных материалов имеем:

$$W_1 = A_1\sigma_{11}^2 + A_2\sigma_{22}^2 + A_3\sigma_{33}^2 + A_4\sigma_{11}\sigma_{22} + A_5\sigma_{22}\sigma_{33} + \\ + A_6\sigma_{33}\sigma_{11} + A_7\tau_{12}\tau_{21} + A_8\tau_{23}\tau_{32} + A_9\tau_{31}\tau_{13}. \quad (2)$$

Число слагаемых в разложении (1) с ростом n быстро увеличивается. Так, для $n=2$ имеем:

$$W_2 = B_1\sigma_{11}^3 + B_2\sigma_{22}^3 + B_3\sigma_{33}^3 + B_4\sigma_{11}^2\sigma_{22} + B_5\sigma_{11}\sigma_{22}^2 + \\ + B_6\sigma_{22}^2\sigma_{33} + B_7\sigma_{22}\sigma_{33}^2 + B_8\sigma_{33}^2\sigma_{11} + B_9\sigma_{33}\sigma_{11}^2 + \\ + B_{10}\sigma_{11}\sigma_{22}\sigma_{33} + B_{11}\sigma_{11}\tau_{12}^2 + B_{12}\sigma_{11}\tau_{23}^2 + B_{13}\sigma_{11}\tau_{31}^2 +$$

$$+ B_{14}\sigma_{22}\tau_{12}^2 + B_{15}\sigma_{22}\tau_{23}^2 + B_{16}\sigma_{22}\tau_{31}^2 + B_{17}\sigma_{33}\tau_{12}^2 + B_{18}\sigma_{33}\tau_{23}^2 + \\ + B_{19}\sigma_{33}\tau_{31}^2 + B_{20}\tau_{12}\tau_{13}\tau_{23} . \quad (3)$$

При $n = 3$ число слагаемых достигает уже 42.

В разложениях (2) и (3) для разносопротивляющихся материалов параметры A_k и B_k не являются константами, а представляют собой функции, определяющие вид напряженного состояния. Здесь предлагаем их представить в виде комбинаций нормированных напряжений [3 – 10]:

$$\alpha_{ij} = \sigma_{ij} / S ; \quad (i, j = 1, 2, 3), \quad (4)$$

$$\text{где } S = \sqrt{\sigma_{ij}\sigma_{ij}} = \sqrt{\sigma_{11}^2 + \sigma_{22}^2 + \sigma_{33}^2 + 2\tau_{12}^2 + 2\tau_{23}^2 + 2\tau_{13}^2} . \quad (5)$$

Очевидно, что нормированные напряжения связаны условием нормировки [3 – 10]:

$$\alpha_{ij}\alpha_{ij} = \alpha_{11}^2 + \alpha_{22}^2 + \alpha_{33}^2 + 2\alpha_{12}^2 + 2\alpha_{23}^2 + 2\alpha_{13}^2 = 1 . \quad (6)$$

Параметры A_k и B_k представим следующими функциями:

$$\begin{aligned} A_k &= A_{kk} + A_{km}\alpha_{nn} && - \text{для } k = 1, 2, 3 ; \\ A_k &= A_{kk} + A_{km}(\alpha_{nn} + \alpha_{pp}) && - \text{для } k = 4, 5, 6 ; \\ A_k &= A_{kk} + A_{km}\sqrt{2}\alpha_{np} && - \text{для } k = 7, 8, 9 ; \\ B_k &= B_{kk} + B_{km}\alpha_{nn} && - \text{для } k = 1, 2, 3 ; \\ B_k &= B_{kk} + B_{km}(\alpha_{nn} + \alpha_{pp}) && - \text{для } k = 4, \dots, 9 ; \\ B_k &= B_{kk} + B_{km}(\alpha_{nn} + \alpha_{pp} + \alpha_{qq}) && - \text{для } k = 10 ; \\ B_k &= B_{kk} + B_{km}(\alpha_{nn} + \sqrt{2}\alpha_{qp}) && - \text{для } k = 11, \dots, 19 ; \\ B_k &= B_{kk} + \sqrt{2}B_{km}(\alpha_{np} + \alpha_{qr} + \alpha_{st}) && - \text{для } k = 20 . \end{aligned} \quad (7)$$

Уравнения связи компонентов тензоров деформаций и напряжений для нелинейно ортотропных материалов могут быть определены в главных осях анизотропии на основе потенциала деформаций (1) – (3) в соответствии с формулами Кастильяно:

$$e_{ij} = \frac{\partial W}{\partial \sigma_{ij}} ; \quad (i, j = 1, 2, 3) . \quad (8)$$

Константы потенциала деформаций определяются по результатам обработки данных испытаний образцов ортотропного материала на одноосное растяжение и одноосное сжатие поочередно вдоль главных осей анизотропии и под углом 45° к ним с использованием метода наименьших квадратов. Последние опыты можно заменить экспериментами по сдвигу в главных плоскостях анизотропии.

Выводы по исследованию и перспективы его дальнейшего развития. Из анализов проведенных исследований можно утверждать, что нелинейная форма потенциала деформаций дает результаты, максимально приближенные к экспериментам. Поэтому очевидно, что предложенная модель структурно ортотропных упруго–пластических разносопротивляющихся материалов, может быть использована для расчета ответственных конструкций, работающих при сложных напряженных состояниях. При получении материальных функций необходимо проводить проверку энергетической непротиворечивости в соответствии с требованиями постулата Дуккера [3, 6, 9, 10]:

$$\delta e_{ij} \delta \sigma_{ij} = \frac{\partial^2 W}{\partial \sigma_{km} \partial \sigma_{ij}} \delta \sigma_{km} \delta \sigma_{ij} \geq 0 . \quad (9)$$

Предложенные уравнения связи деформаций с напряжениями с учетом получаемых из экспериментов констант для ортотропных композитов [11 – 15] удовлетворяют ограничениям (9).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Амбарцумян, С.А. Теория анизотропных пластин: прочность, устойчивость, колебания / С.А. Амбарцумян // М.: Наука, 1967. – 266 с.
2. Амбарцумян, С.А. Основные уравнения и соотношения разномодульной теории упругости анизотропного тела / С.А. Амбарцумян // Изв. АН СССР. МТТ. – № 3. – С. 51 – 61.
3. Трещев, А.А. Теория деформирования и прочности материалов с изначальной или наведенной чувствительностью к виду напряженного состояния. Определяющие соотношения / А.А. Трещев. – Москва – Тула: РААСН – ТулГУ, 2016. – 328 с.
4. Трещев, А.А. Анизотропные пластины и оболочки из разнсопротивляющихся материалов / А.А. Трещев. – Москва – Тула: РААСН – ТулГУ, 2007. – 160 с.
5. Трещев, А.А. Изгиб круглых пластин из ортотропного нелинейного разнсопротивляющегося материала / А.А. Трещев, Д.А. Ромашин // Известия ТулГУ. Технические науки. – Тула: Изд-во ТулГУ. – 2011. – Вып. 2. – С. 494–502.
6. Трещев, А.А. Определяющие соотношения для нелинейных анизотропных материалов, чувствительных к виду напряженного состояния / А.А. Трещев, Д.А. Ромашин // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. – Н.Новгород: Изд-во ННГУ им. Н.И. Лобачевского. – 2011. – №4. – Часть 4. – С. 1740–1742.
7. Трещев, А.А. Изгиб прямоугольных пластин из ортотропного нелинейно-упругого разнсопротивляющегося материала / А.А. Трещев, В.Г. Теличко, Д.А. Ромашин // Вестник ЧГПУ им. И.Я. Яковлева. Механика предельного состояния. – Чебоксары: Изд-во ЧГПУ. – 2012. – Т. 2. – С. 131–139.
8. Трещев, А.А. Изгиб прямоугольных пластин из ортотропного нелинейного разнсопротивляющегося материала / А.А. Трещев, В.Г. Теличко, Д.А. Ромашин // Строительная механика и расчет сооружений. – М: ЦНИИСК им. В.А. Кучеренко. – 2012. – № 6 (239). – С. 42–48.
9. Трещев, А.А. Определяющие соотношения для ортотропных нелинейно-упругих разнсопротивляющихся материалов / А.А. Трещев, Д.А. Ромашин // Вестник отделения строительных наук. Москва–Орёл–Курск: ФГО УВПО «Госуниверситет–УНПК», 2011. – Вып. 15. – С. 151–153.
10. Трещев, А.А. Определяющие соотношения для ортотропных нелинейно-упругих разнсопротивляющихся материалов / А.А. Трещев, Д.А. Ромашин // Вестник центрального регионального отделения Российской академии архитектуры и строительных наук. – Воронеж: Воронежский государственный архитектурно-строительный университет, 2011. – Вып. 10. – С. 135–141.
11. Schmueser, D.W. Nonlinear Stress–Strain and Strength Response of Axisymmetric Bimodulus Composite Material Shells / D.W. Schmueser // AIAA Journal. – 1983. – Vol. 21. – №12. – P. 1742 – 1747.
12. Reddy, L.N. On the Behavior of Plates Laminated of Bimodulus Composite Materials / L.N. Reddy, C.W. Bert // ZAMM. – 1982. – Vol. 62. – № 6. – P. 213 – 219.
13. Jones, R.M. A Nonsymmetric Compliance Matrix Approach to Nonlinear Multimodulus Ortotropic Materials / R.M. Jones // AIAA Journal. – 1977. – Vol. 15. – № 10. – P. 1436 – 1443.
14. Jones, R.M. Modeling Nonlinear Deformation of Carbon–Carbon Composite Material / R.M. Jones // AIAA Journal. – 1980. – Vol. 18. – № 8. – P. 995 – 1001.
15. Jones, R.M. Bucling of Stiffened Multilayered Circular Shells with Different Ortotropic Moduli in Tension and Compression / R.M. Jones // AIAA Journal. – 1971. – Vol. 9. – № 5. – P. 917 – 923.

Трещев Александр Анатольевич

ФГБОУ ВО Тульский государственный университет, г. Тула

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Строительство, строительные материалы и конструкции»

300012, г. Тула, проспект Ленина, 92

Тел. 8-(4872)-25-71-08

E-mail: taa58@yandex.ru

THE POTENTIAL DEPENDENCE BETWEEN STRAINS AND STRESSES FOR AN ORTHOTROPIC PHYSICALLY NONLINEAR MATERIALS

Abstract. *A variant of the generalized nonlinear representation of the strain potential for orthotropic materials, is not subordinate to the directions of the main axes of anisotropy the hypothesis of the «single curve». The basis of the option of building a potential dependency based on the methodology of tensor space of normalized stresses. Considered quasi-linear and non-linear potential dependencies for orthotropic materials. The options presented nonlinear material functions specified system experiments for their definition and how to check energy consistency.*

Keywords: *normal tension; the condition of normalization; Castiglianos formulas; different resistant material; orthotropic materials; nonlinear form of the potential.*

BIBLIOGRAPHY

1. Ambartsumyan, S.A. Teoriya anizotropnykh plastin: prochnost, ustoychivost, kolebaniya / S.A. Ambartsumyan // M.: Nauka, 1967. – 266 s.
2. Ambartsumyan, S.A. Osnovnyye uravneniya i sootnosheniya raznomodulnoy teorii uprugosti anizotropnogo tela / S.A. Ambartsumyan // Izv. AN SSSR. MTT. – № 3. – S. 51 – 61.
3. Treshchev, A.A. Teoriya deformirovaniya i prochnosti materialov s iznachalnoy ili navedennoy chuvstvitelnostyu k vidu napryazhennogo sostoyaniya. Opredelyayushchiye sootnosheniya / A.A. Treshchev. – Moskva – Tula: RAASN – TulGU, 2016. – 328 s.
4. Treshchev, A.A. Anizotropnyye plastiny i obolochki iz raznosoprotivlyayushchikhsya materialov / A.A. Treshchev. – Moskva – Tula: RAASN – TulGU, 2007. – 160 s.
5. Treshchev, A.A. Izgib kruglykh plastin iz ortotropnogo nelineynogo raznosoprotivlyayushchegosya materiala / A.A. Treshchev, D.A. Romashin // Izvestiya TulGU. Tekhnicheskiye nauki. – Tula: Izd-vo TulGU. – 2011. – Vyp. 2. – S. 494–502.
6. Treshchev, A.A. Opredelyayushchiye sootnosheniya dlya nelineynykh anizotropnykh materialov, chuvstvitelnykh k vidu napryazhennogo sostoyaniya / A.A. Treshchev, D.A. Romashin // Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N.I. Lobachevskogo. – N. Novgorod: Izd-vo NNGU im. N.I. Lobachevskogo. – 2011. – №4. – Chast 4. – S. 1740–1742.
7. Treshchev, A.A. Izgib pryamougolnykh plastin iz ortotropnogo nelineyno-uprugogo raznosoprotivlyayushchegosya materiala / A.A. Treshchev, V.G. Telichko, D.A. Romashin // Vestnik CHGPU im. I.YA. Yakovleva. Mekhanika predelnogo sostoyaniya. – Cheboksary: Izd-vo CHGPU. – 2012. – T. 2. – C. 131–139.
8. Treshchev, A.A. Izgib pryamougolnykh plastin iz ortotropnogo nelineynogo raznosoprotivlyayushchegosya materiala / A.A. Treshchev, V.G. Telichko, D.A. Romashin // Stroitel'naya mekhanika i raschet sooruzheniy. – M.: TSNIISK im. V.A. Kucherenko. – 2012. – № 6 (239). – S. 42–48.
9. Treshchev, A.A. Opredelyayushchiye sootnosheniya dlya ortotropnykh nelineyno-uprugikh raznosoprotivlyayushchikhsya materialov / A.A. Treshchev, D.A. Romashin // Vestnik otdeleniya stroitelnykh nauk. Moskva–Orel–Kursk: FGO UVPO «Gosuniversitet–UNPK», 2011. – Vyp. 15. – S. 151–153.
10. Treshchev, A.A. Opredelyayushchiye sootnosheniya dlya ortotropnykh nelineyno-uprugikh raznosoprotivlyayushchikhsya materialov / A.A. Treshchev, D.A. Romashin // Vestnik tsentralnogo regionalnogo otdeleniya Rossiyskoy akademii arkhitektury i stroitelnykh nauk. – Voronezh: Voronezhskiy gosudarstvennyy arkhitekturno-stroitelnyy universitet, 2011. – Vyp. 10. – S. 135–141.
11. Schmueser, D.W. Nonlinear Stress–Strain and Strength Response of Axisymmetric Bimodulus Composite Material Shells / D.W. Schmueser // AIAA Journal. – 1983. – Vol. 21. – №12. – P. 1742 – 1747.
12. Reddy, L.N. On the Behavior of Plates Laminated of Bimodulus Composite Materials / L.N. Reddy, C.W. Bert // ZAMM. – 1982. – Vol. 62. – № 6. – P. 213 – 219.
13. Jones, R.M. A Nonsymmetric Compliance Matrix Approach to Nonlinear Multimodulus Ortotropic Materials / R.M. Jones // AIAA Journal. – 1977. – Vol. 15. – № 10. – P. 1436 – 1443.
14. Jones, R.M. Modeling Nonlinear Deformation of Carbon–Carbon Composite Material / R.M. Jones // AIAA Journal. – 1980. – Vol. 18. – № 8. – R. 995 – 1001.
15. Jones, R.M. Bucling of Stiffened Multilayered Circular Shells with Different Ortotropic Moduli in Tension and Compression / R.M. Jones // AIAA Journal. – 1971. – Vol. 9. – № 5. – P. 917 – 923.

Treshchev Aleksand Anatolievich

Tula State University, Tula

Doctor of technical Sciences, professor, head of the Department «Construction, construction materials and structures»

300012, Tula, Lenin Avenue, 92

Ph.: 8-(4872)-25-71-08

E-mail: taa58@yandex.ru

Ю.Л. РАПАЦКИЙ, В.М. ЛИПКА

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЫЗЫВАЮЩИХ РЕЛАКСАЦИЮ И РАЗРУШЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В ИЗДЕЛИЯХ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Аннотация. Рассмотрено влияние факторов, вызывающих релаксацию и разрушение высоконагруженных ответственных резьбовых соединений М6...М20 в современных изделиях машиностроения. Предложена математическая модель, иллюстрирующая взаимосвязь эксплуатационных нагрузок с отказами резьбовых соединений.

Ключевые слова: резьба, резьбовое соединение, релаксация, отказ, надежность.

Введение.

Применение резьбовых соединений (РС) является наиболее целесообразным при ручной и автоматизированной сборке изделий в машиностроении и других отраслях промышленности. В большинстве случаев РС не имеют альтернативы, несмотря на развитие аддитивных и других современных технологий изготовления деталей и изделий машиностроения (ИМ). Самыми распространенными в современных ИМ являются РС М6...М20, получаемые как ручной, так автоматизированной сборкой. Наиболее актуальна проблема отказов для высоконагруженных РС, подверженных при эксплуатации знакопеременным нагрузкам различной амплитуды и частоты. Для современных сложных ИМ, таких, как автомобильные двигатели внутреннего сгорания (АДВС), компрессоры, насосы, кинематические узлы электроприводов, мехатронные модули технологического оборудования, станки, элементы судового оснащения и др., характерны высокие статические, динамические и вибрационные нагрузки, способствующие релаксации и разрушению РС, что приводит к отказам ИМ и значительным затратам на их ремонт или замену. Отказы РС проявляются при эксплуатации АДВС различных производителей – ЗМЗ, ВАЗ, HYUNDAI и др., что свидетельствует об актуальности поиска технического решения, исключающего возможность раскрытия стыка в ответственном групповом РС головки блока цилиндров (ГБЦ) с блоком цилиндров (БЦ), в т.ч. при эксплуатации в условиях высоких температур и недостаточного охлаждения.

Анализ достижений и публикаций. Несмотря на большое количество исследований и публикаций [1–6] и др., проблема надежности РС не может до настоящего времени в полной мере считаться решенной, в связи с тем, что отказы, как правило, внезапно возникают в ИМ, собранных из деталей, которые по существующим критериям технического контроля считаются годными. Применение известных средств фиксации и стопорения РС во многих ИМ, в частности, в АДВС, неэффективно и нецелесообразно. В [4] предложена методика предотвращения возникновения микротрещин в витках резьбы при резьбонакатывании. В условиях острой конкуренции между производителями ИМ, к надежности машиностроительной продукции предъявляются всё более высокие требования, вместе с тем релаксация и разрушение высоконагруженных РС продолжают оставаться одними из самых частых причин отказов АДВС, являющихся одними из массовых изделий современного машиностроения.

Исследовательская часть. Исследования, проведенные авторами в автотранспортных и авторемонтных предприятиях Крыма и Севастополя, показали, что эксплуатация АДВС в летний период, в условиях горной местности и высоких тепловых нагрузок приводит к перегреву двигателей и деформации ГБЦ, что вызывает раскрытие стыка в зоне наименее затянутой шпильки (болта) и отказ двигателя. Данные [1] и результаты исследований авторов, анализировавших причины отказов АДВС при эксплуатации, дают основания утверждать, что в современных условиях важнейшими факторами, приводящими к релаксации и разрушению РС и, следовательно, к раскрытию стыка и отказу ИМ, следует считать:

1) сочетание в затянутом РС напряжений растяжения, изгиба и кручения, возникающих в стержне болта либо шпильки после сборки, которые, действуя совместно,

вызывают релаксацию РС, деформацию РД вплоть до разрушения и приводят к раскрытию стыка и отказу ИМ.

2) Значительные перепады температуры, давления, других факторов, действующих изнутри и снаружи на собранный узел при эксплуатации. Сочетание в собранном узле деталей с различными коэффициентами линейного расширения дополнительно способствует релаксации и раскрытию стыка, особенно при значительных изменениях температуры в условиях эксплуатации.

3) Существенные отличия механических характеристик болтов (шпилек) и гаек, изготовленных из различных материалов и применяемых в РС. Во многих случаях при сборке ИМ стальные болты и шпильки ввинчивают в корпусные детали из чугуна, алюминиевых, магниевых и медных сплавов.

4) Значительное влияние на качество сборки РС и их эксплуатационную надежность оказывают параметры шероховатости контактирующих резьбовых поверхностей болта и гайки, а также их опорных элементов.

5) Отклонения геометрических параметров РД от допустимых значений, в большинстве случаев являющиеся проявлениями технологической наследственности при изготовлении РД, приводят к дефектам сборки РС и отказам их при эксплуатации.

6) При эксплуатации ИМ, особенно подверженных влиянию коррозии и атмосферных воздействий, существенное влияние на надежность РС оказывает фреттинг, возникающий при наличии микроперемещений, вызванных большими переменными нагрузками, действующими на соединяемые детали.

7) Одной из вероятных причин отказов РС являются усталостные разрушения РД.

8) Ползучесть материала одной или нескольких деталей, входящих в состав РС, вызывает постепенную релаксацию РС, приводящую к его отказу.

9) Микродефекты материала РД, в т.ч. микротрещины, очаги интеркристаллитной коррозии, волосовины, включения кислорода, азота, серы и других примесей способны вызвать внезапное разрушение РС под нагрузкой и раскрытие стыка.

10) Скрытые дефекты, возникающие при изготовлении РД [4], которые могут быть выявлены только путем сплошного контроля, например, рентгеноструктурного анализа, под нагрузкой приводят к разрушению резьбовых поверхностей и отказу РС.

11) Концентраторы напряжений, имеющиеся в конструкции болтов и шпилек, могут провоцировать возникновение очагов разрушения РД под воздействием высоких силовых нагрузок.

12) Различие механических свойств деталей, полученных аддитивными и традиционными технологиями и входящих в состав РС, может являться дополнительным фактором, способствующим релаксации и раскрытию стыка в процессе эксплуатации ИМ.

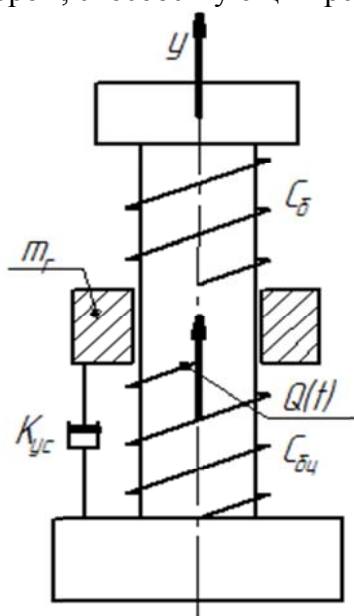


Рисунок 1 – Расчетная схема для моделирования РС под воздействием периодических нагрузок при работе АДВС

Приведенный список не является исчерпывающим, могут быть отмечены и другие факторы, способствующие релаксации и отказам РС. Из приведенного списка видно, что полностью устранить влияние всех факторов, приводящих к релаксации и отказам РС, невозможно, в связи с чем актуальной задачей остается поиск технологических решений, повышающих надежность ИМ.

В [1] показано, что одним из главных факторов, вызывающих релаксацию и самоотвинчивание в РС, является многократное периодическое силовое воздействие на затянутый болт либо гайку, вызывающее взаимные микроперемещения соединенных деталей. Используя известный подход, предложенный в [5], рассмотрим влияние жесткости болтов и соединяемых деталей на надежность группового десятиболтового РС ГЦ с ГБЦ при эксплуатации наиболее распространенного рядного четырехцилиндрового АДВС. В расчетной схеме, как показано на рисунке 1, заменим РС колебательной системой с одной степенью свободы.

В качестве допущения примем, что расстояние между болтами крепления ГЦ достаточно велико и их взаимным влиянием можно пренебречь. Такое допущение основано на том, что ослабление затяжки любого из болтов в рассматриваемом групповом РС вызывает его отказ. Механизм силового воздействия на затянутые РД в АДВС подробно анализировать не будем, ограничимся рассмотрением сил, оказывающих наибольшее влияние на исследуемое РС.

Пусть масса m , в данном случае, для рассматриваемого группового десятиболтового РС, – десятая часть массы присоединенной детали (ГБЦ), приходящаяся на один болт, колеблется под действием периодической силы $Q(t)$. Дифференциальное уравнение движения рассматриваемой системы «БЦ – ГБЦ – болт» в комплексном виде можно записать следующим образом [5]:

$$m\ddot{y} + (Ki + 1)(C_{бц} + C_{б})\dot{y} = Q(t), \quad (3)$$

где m – часть массы головки цилиндров, приходящаяся на один болт, в рассматриваемом случае $m = 0,1m_{Г}$,

$m_{Г}$ – масса головки цилиндров;

$C_{бц}$, $C_{б}$ – жесткость, соответственно, блока цилиндров и болта; K – коэффициент упругого сопротивления.

После разложения функции $Q(t)$ в ряд Фурье и необходимых преобразований, решение уравнения (3) будет иметь вид [5]:

$$y = \frac{1}{C_{б} + C_{бц}} \left[\frac{G_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{C_n \cos(n\omega t - \tau_n) - H_n \sin(n\omega t - \tau_n)}{\sqrt{(1 - \frac{n^2 \omega^2}{p^2})^2 + \frac{K^2 n^2 \omega^2}{p^2}}} \right], \quad (4)$$

где $p = \sqrt{\frac{C_{б} + C_{бц}}{m}}$ – частота собственных колебаний системы;

G_n , H_n – коэффициенты разложения:

$$G_n = \frac{2}{T} \int_0^T Q(t) \cos n\omega t \cdot dt; \quad H_n = \frac{2}{T} \int_0^T Q(t) \sin n\omega t \cdot dt,$$

где T – преобладающий период изменений внешней силы: $t_{КТn} = \frac{p^2 K_{н\omega}}{p^2 - n^2 \omega^2}$

Из (4) видно, что, если частота собственных колебаний системы «ГБЦ–БЦ–болт» совпадает с частотой одной из гармоник возмущающей силы, то в РС возникает резонанс. В этом случае амплитуда вынужденных упругих колебаний ГБЦ превысит величину деформации от предварительного сжатия деталей, что приведет к падению давления на поверхностях стыка до нуля и отказу РС.

Раскрытие стыка, состоящее в превышении вынужденных упругих деформаций в РС над предварительными, возникшими после затяжки имеет место при определенных соотношениях между $\frac{\omega}{p}$ и $\frac{Q_m}{Q_0}$, где Q_m – максимальное значение возмущающей силы, Q_0 – усилие предварительной затяжки болта. Для нахождения искомой зависимости между указанными величинами, рассмотрим пульсирующую нагрузку по оси y как преобладающую в РС ГБЦ и БЦ:

$$0 \leq Q(t) \leq Q_m$$

Значения соответствующих коэффициентов разложения будут:

$$G_0 = \frac{Q_m}{2}; G_1 = -\frac{Q_m}{2}; G_2 = G_1 = \dots = 0; H_1 = H_2 = \dots = 0.$$

Пренебрегая демпфированием, после преобразований получим уравнение вынужденных колебаний ГБЦ:

$$y = y_{\text{ст}} - y_0 \cos \omega t.$$

Амплитуда вынужденных колебаний y_0 ГБЦ будет равна:

$$y_0 = \mu \cdot y_{\text{ст}}, \quad (5)$$

где $y_{\text{ст}}$ – статическое смещение ГБЦ, соответствующее среднему значению возмущающей силы, равное:

$$y_{\text{ст}} = \frac{Q_m}{2m \cdot p^2},$$

μ – динамический коэффициент:

$$\mu = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}$$

Из выражений (3–5), следует, что условие раскрытия стыка в РС ГБЦ с БЦ, при известных значениях отношений $\frac{\omega}{p}$ и $\frac{Q_m}{Q_0}$, для рассмотренного характера переменной нагрузки по оси y может быть представлено следующим образом:

$$\frac{Q_m}{Q_0} \geq \frac{2(C_{\delta} + C_{\delta_{\text{ц}}})}{C_{\delta}} \cdot \frac{\frac{\omega^2}{p^2} - 1}{\frac{\omega^2}{p^2}}. \quad (6)$$

Научная новизна. Для различных случаев действия внешней нагрузки, путем подбора значений коэффициентов жесткости, соответственно, болта и базовой детали – БЦ, C_{δ} и $C_{\delta_{\text{ц}}}$, возможно предотвратить возникновение резонанса и отказ РС ГБЦ с БЦ в АДВС. Такая методика может быть применена после соответствующей адаптации для различных ответственных РС в АДВС и других ИМ.

Обоснование полученных результатов. Таким образом, силы, действующие в АДВС при его работе, вызывают в РС ГБЦ с БЦ колебания, состоящие из ряда гармоник. Одной из важнейших возможных причин раскрытия стыка в рассматриваемом случае является возникновение резонанса из-за совпадения частоты собственных колебаний РС с одной из гармоник возмущающей силы. Вероятность такого раскрытия и отказа АДВС пропорциональна амплитуде колебаний и массе ГБЦ. У современных АДВС, абсолютное большинство которых имеет четыре клапана на каждый цилиндр, масса ГБЦ вместе с двумя распределительными валами и другими узлами и деталями, установленными на ней, существенно возросла в сравнении с двухклапанными конструкциями и является сопоставимой с массой БЦ, что непосредственно приводит к снижению надежности РС и раскрытию стыка. АДВС с двухклапанными ГБЦ также подвержены релаксации РС, вызывающих раскрытие стыка. При затяжке группового РС головки блока цилиндров (ГБЦ) с блоком цилиндров (БЦ) двигателей ЗМЗ–405, ЗМЗ–406 рекомендуемым моментом $120 \pm 10 \text{ Н} \times \text{м}$, после 2000 км пробега ослабление затяжки отдельных резьб составляет 20–35%, что приводит к отказам до 30% двигателей, находящихся в эксплуатации, в течение гарантийного срока. Установлено, что одной из главных причин релаксации и отказов РС в рассматриваемых двигателях являются высокие тепловые нагрузки, вызывающие деформацию ГБЦ, выполненной из сплава АЛ–10В. После увеличения момента затяжки РС на 10% до $132 \text{ Н} \times \text{м}$ и снижения разброса момента затяжки до $\pm 5\%$ за счет применения гайковерта с интеллектуальной системой управления, количество отказов снизилось на 50%, объем выборки составил 14 единиц.

Для оценки распределения напряжений и перемещений в РС ГБЦ с БЦ было выполнено конечно–элементное моделирование, по методике [6]. Для наглядности на рисунке представлена четверть одного болта, входящего в исследуемое РС.

Из анализа результатов конечно–элементного моделирования видно, что напряжения в деталях исследуемого РС при максимальных заданных значениях нагрузок, возникающих

при работе АДВС, могут приближаться к предельно допустимым значениям, особенно в зоне резьбы. Таким образом, для исследуемого АДВС следует также рекомендовать увеличение момента затяжки РС при одновременном уменьшении разброса его значений.

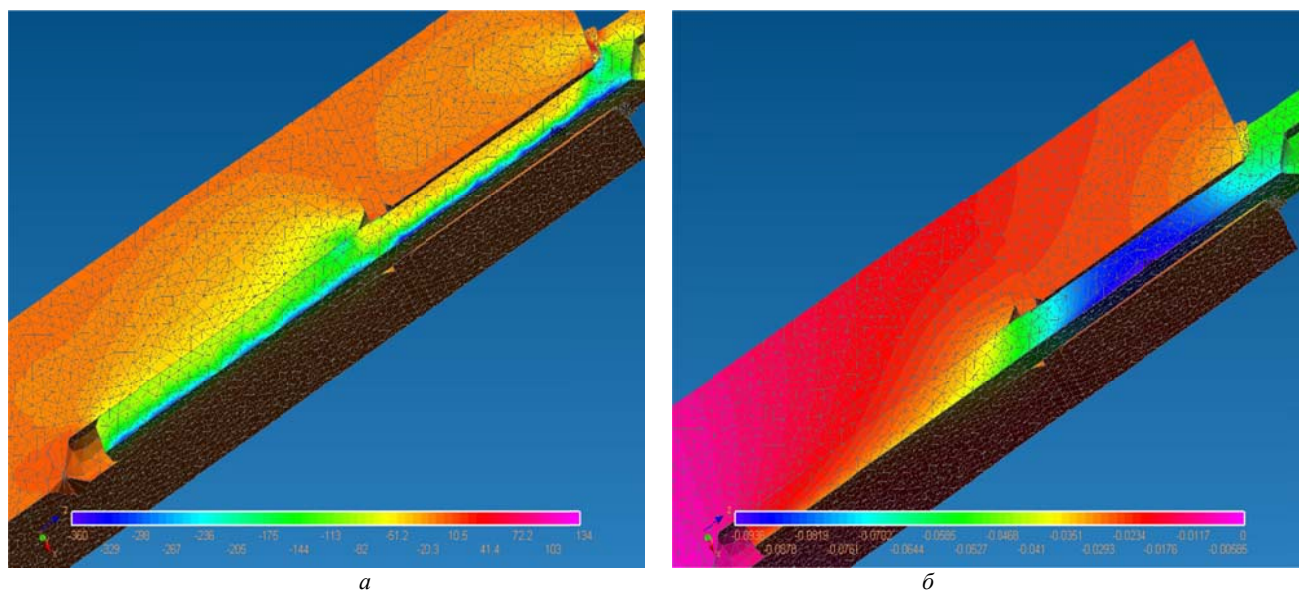


Рисунок 2 – Результаты моделирования в T-Flex РС ГБЦ с БЦ АДВС ВАЗ–1118:
 а) давление и осевая сила, касательные напряжения в РС под действием рабочих нагрузок;
 б) давление и осевая сила, перемещения по Z в РС с под действием рабочих нагрузок

Выводы. Анализ выражения (6) показывает, что за счет увеличения жесткости болта C_a и блока цилиндров $C_{a\delta}$, возможно уменьшить амплитуду колебания системы «БЦ – ГБЦ», чем обеспечить уменьшение величины динамического усилия, передаваемого на болт и гарантировать нераскрытие стыка. Поскольку жесткость корпусной детали (например, БЦ и ГБЦ) возможно увеличить только путем изменения конструкции, применения более прочного материала либо иной технологии изготовления, целесообразно в высоконагруженных РС применять болты либо шпильки повышенной жесткости, способные выдержать без разрушения более высокие моменты затяжки. Вместе с тем, повышение моментов затяжки РД приводит к деформации зоны вокруг внутренней резьбы в корпусе и возникновению микротрещин, а затем, под действием эксплуатационных нагрузок, к разрушению резьбовой поверхности и раскрытию стыка.

Перспективы дальнейшего развития исследований в данном направлении.

Дальнейшие исследования будут направлены на решение следующих задач:

- определение оптимального значения момента затяжки высоконагруженного ответственного РС, при котором достигается требуемое значение натяжения стержня болта либо гайки и гарантируется нераскрытие стыка, но не происходит выраженной деформации материала в зоне вокруг резьбового отверстия.
- разработка методики количественной оценки влияния каждого фактора, вызывающего релаксацию и отказ РС, для конкретных условий различных ИМ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Биргер, И.А. Резьбовые и фланцевые соединения/ И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 365 с.
- Киричек, А.В. Резьбонакатывание. Библиотека технолога / А.В. Киричек, А.В. Афонин; под ред. Киричека А.В. – М.: Машиностроение, 2009. – 312 с.
- Рапацкий, Ю.Л. Технологическое обеспечение надежности резьбовых соединений при автоматизированной сборке силовых агрегатов автомобилей/ Ю.Л. Рапацкий, В.М. Липка // Сборка в машиностроении, приборостроении – М.: Изд. –во Машиностроение, 2013. – Вып. 4. – С.43–48.
- Липка, В.М. Исследование возможности повышения надёжности резьбовых соединений, получаемых автоматизированной сборкой, на основе рационального выбора параметров резьбонакатывания / В.М. Липка, В.Я.Копп, Ю.Л. Рапацкий // Автоматизация: проблемы, идеи, решения: материалы междунар. науч. – техн. конф. № 4-1 (324) 2017

Севастополь, 7–11 сентября 2015 г. / Севастопольский государственный университет; науч. ред. В.Я. Копп – Севастополь; СевГУ, 2015. – с. 46–49

5. Кошкарян, Г.Н. Влияние полигармонических колебаний на работу резьбовых соединений / Г.Н. Кошкарян, Г.Г. Шемян // АрмССР Бюллетень технических наук – Ереван. – 1979. – №32(4) – С. 11–15.

6. Липка, В.М. Моделирование с помощью метода конечных элементов и исследование влияния силовых нагрузок на надежность резьбовых соединений в силовых агрегатах автомобилей / В.М. Липка, В.В. Леонтьев, В.Я.Копп, Ю.Л. Рапакский // Вестник СевНТУ. Автоматизация процессов и управление; сб. науч. тр. – Севастополь: изд-во СевНТУ, 2014. – Вып.146 – С. 14–20.

Рапакский Юрий Леонидович

Севастопольский государственный университет (г. Севастополь)

Кандидат технических наук, доцент, зам. директора Института дополнительного профессионального образования, доцент кафедры «Приборные системы и автоматизация технологических процессов»

E-mail: u.l.rapatskiy@mail.ru

Липка Виктория Михайловна

Филиал ФГБОУ ВО «Государственный Морской университет

имени Адмирала Ф.Ф. Ушакова» в г. Севастополь

Магистр технологии машиностроения, старший преподаватель кафедры Фундаментальных дисциплин

E-mail: lipka.vita@yandex.ru

Yu.L. RAPATSKY, V.M. LIPKA

**ANALYSIS OF FACTORS, DEFICIENT RELAXATION
AND DESTRUCTION OF THE THREADED CONNECTIONS
IN WARES OF ENGINEER**

Abstract. *The influence of factors causing relaxation and destruction of highly loaded critical M6... M20 threaded joints in modern machine-building products is considered. A mathematical model is proposed that illustrates the relationship between operational loads and failures of threaded joints.*

Keywords: *thread, threaded connection, relaxation, failure, reliability.*

BIBLIOGRAPHY

1. Birger, I.A. Rezhbovyie i flantsevyie soedineniya/ I.A. Birger, G.B. Iosilevich. – М.: Mashinostroyeniye, 1990. – 365 s.

2. Kirichek, A.V. Rezhbonakatyivanie. Biblioteka tehnologa / A.V. Kirichek, A.V. Afonin; pod red. Kiricheka A.V. – М.: Mashinostroyeniye, 2009. – 312 s.

3. Rapatskiy, Yu.L. Tehnologicheskoe obespechenie nadezhnosti rezhbovyih soedineniy pri avtomatizirovannoy sborkе silovyih agregatov avtomobiley/ Yu.L. Rapatskiy, V.M. Lipka // Sbornik v mashinostroyenii, priborostroyenii – М.: Izd. –vo Mashinostroyeniye, 2013. – Vyip. 4. – S.43–48.

4. Lipka, V.M. Issledovanie vozmozhnosti povysheniya nadyozhnosti rezhbovyih soedineniy, poluchaemyih avtomatizirovannoy sborkoy, na osnove ratsionalnogo vyibora parametrov rezhbonakatyivaniya / V.M. Lipka, V.Ya.Kopp, Yu.L. Rapatskiy // Avtomatizatsiya: problemy, idei, resheniya: materialy mezhdunar. nauch. – tehn. konf. Sevastopol, 7–11 sentyabrya 2015 g. / Sevastopolskiy gosudarstvennyi universitet; nauch. red. V.Ya. Kopp – Sevastopol; SevGU, 2015. – s. 46–49

5. Koshkaryan, G.N. Vliyanie poligarmonicheskikh kolebaniy na rabotu rezhbovyih soedineniy / G.N. Koshkaryan, G.G. Shekryan // ArmSSR Byulleten tehnikeskikh nauk – Erevan, 1979. – № 32(4) – S. 11–15.

6. Lipka, V.M. Modelirovaniye s pomoschyu metoda konechnyih elementov i issledovaniye vliyaniya silovyih nagruzok na nadezhnost rezhbovyih soedineniy v silovyih agregatah avtomobiley / V.M. Lipka, V.V. Leontev, V.Ya.Kopp, Yu.L. Rapatskiy // Vestnik SevNTU. Avtomatizatsiya protsessov i upravleniye; sb. nauch. tr. – Sevastopol: izd-vo SevNTU, 2014. – Vyip.146 – S. 14–20.

Rapatskiy Yuriy Leonidovich

Sevastopolskiy gosudarstvennyi universitet (g. Sevastopol)

Кандидат технических наук, dotsent, zam. direktora Instituta dopolnitelnogo professionalnogo obrazovvaniya, dotsent kafedryi «Pribornyye sistemy i avtomatizatsiya tehnologicheskikh protsessov»

E-mail: u.l.rapatskiy@mail.ru

Lipka Viktoriya Mihaylovna

Filial FGBOU VO «Gosudarstvennyi Morskoy universitet

imeni Admirala F.F. Ushakova» v g. Sevastopol

Magistr tehnologii mashinostroyeniya, starshiy

prepodavatel kafedryi Fundamentalnyih distsiplin

E-mail: lipka.vita@yandex.ru

Ю.Н. БАРЫШНИКОВ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАЗГРУЗКИ АВТОМОБИЛЯ–САМОСВАЛА

Аннотация. Разработана математическая модель разгрузки автомобиля–самосвала. До начала движения (разгрузки) груза подъем платформы рассмотрен как квазистатический процесс. Из уравнений равновесия и геометрических соотношений получены аналитические выражения для расчета силового взаимодействия платформы и рамы автомобиля. При движении груза как монолитной глыбы математическая модель построена на основе уравнений Лагранжа в виде системы дифференциальных уравнений. После принятия ряда допущений ее решение удалось существенно упростить. Предложен алгоритм решения задачи, реализующий метод пошагового изменения параметров. Приведены результаты расчета усилий в гидроцилиндрах при разгрузке карьерного самосвала БелАЗ.

Ключевые слова: автомобиль–самосвал, математическая модель, разгрузка, нагрузки.

Введение.

Определение расчетных нагрузок является важной составной частью прочностного анализа любой конструкции. Во многих областях техники этому вопросу уделяется большое внимание. Так, например, для самолетов, судов, железнодорожных вагонов и вагонов метро установлены основные нагрузочные режимы и разработаны методики расчета нагрузок, которые утверждены соответствующими нормативными документами. В автомобильной промышленности таких нормативов пока нет. Такое положение можно объяснить как многообразием нагрузочных режимов, так и сложностью расчета действующих нагрузок.

Одним из таких режимов является наезд автомобиля на неровности дороги. Решению указанной задачи в линейной постановке посвящены работы целого ряда авторов [1]–[4]. В нелинейной постановке, т.е. с учетом нелинейности подвесок и шин, расчет реакций от подвески на раму карьерных самосвалов рассмотрен в статье [5].

Кроме указанного режима, к основным расчетным случаям для автомобилей–самосвалов можно отнести разгрузку грузовой платформы. Опыт показывает, что самосвалы в течение суток могут совершать более двадцати погрузочно–разгрузочных операций, а за весь период эксплуатации – свыше десяти тысяч. Это может явиться одной из причин разрушения их несущей конструкции [6]. Вот почему расчет силового взаимодействия платформы и рамы в процессе разгрузки самосвала представляет особый интерес.

Основная часть.

Попытка численного моделирования процесса разгрузки самосвала сделана в работе [7]. Однако в ней рассмотрена упрощенная модель, полученная на основе принципа Даламбера. Понятно, что дальнейшее изучение силового взаимодействия платформы и рамы самосвала требует создания более совершенных математических моделей.

Обычно процесс разгрузки состоит из двух этапов. На первом этапе груз остается неподвижным. На втором этапе движение груза начинается при подъеме платформы на угол естественного откоса и заканчивается ее полной разгрузкой.

Рассмотрим подъем платформы с неподвижным грузом. Обычно время подъема платформы составляет от 20 до 30 сек., при этом угловая скорость поворота платформы мала и составляет всего $0,03\text{--}0,05\text{с}^{-1}$. Поэтому подъем платформы с неподвижным грузом можно рассматривать как квазистатический процесс.

На рисунке 1 представлена расчетная схема автомобиля–самосвала при разгрузке.

Обозначим m_1 и m_2 – масса платформы 1 и груза 2; φ – угол наклона платформы; α – угол наклона гидроцилиндра; S – перемещение груза; (X_K, Y_K) и (x_K, y_K) , ($K = 1, 2$) – координаты центра масс платформы и груза в неподвижной $OXYZ$ и в подвижной $Oxyz$ системе координат соответственно.

До начала движения груза, а также в случае его прилипания (примерзания), усилие гидроцилиндра F найдем из условия равенства нулю суммы моментов всех сил относительно точки O .

$$F = \frac{m_1 g X_1 + m_2 g X_2}{a \sin \alpha - b \cos \alpha}. \quad (1)$$

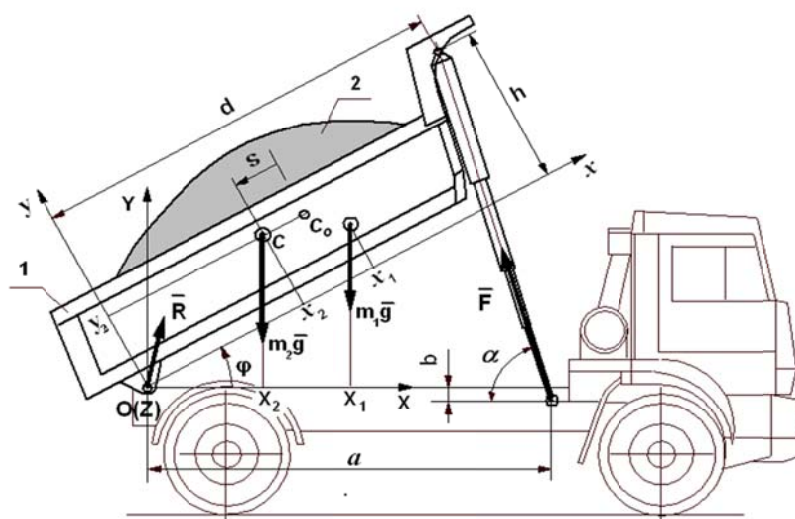


Рисунок 1 – Расчетная схема разгрузки самосвала

Здесь координаты X_1 и X_2 центров масс платформы и груза вычислим, используя уравнения связи с их координатами в подвижной системе координат $Oxyz$:

$$X_k = x_k \cos \varphi - y_k \sin \varphi, \quad (k=1, 2) \quad (2)$$

Угол наклона α гидроцилиндра определим из геометрических соотношений:

$$\alpha = \arctg \left(\frac{b + d \sin \varphi + h \cos \varphi}{a - d \cos \varphi + h \sin \varphi} \right). \quad (3)$$

Таким образом, используя уравнения (1) – (3), можно вычислить усилие гидроцилиндра F до начала движения груза при любом угле φ наклона платформы.

В свою очередь, суммарную реакцию R в шарнирной опоре O также найдем из условия равновесия платформы:

$$R_X = F \cos \alpha; \quad R_Y = m_1 g + m_2 g - F \sin \alpha; \quad (4)$$

$$R = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2}.$$

При подъеме платформы на угол естественного откоса ($\varphi \approx 30^\circ$) груз приходит в движение. Рассмотрим случай, когда груз движется как монолитная глыба, симметричная относительно плоскости симметрии OXY автомобиля (рисунок 1). Для вывода дифференциальных уравнений движения такой системы воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (5)$$

Система «платформа–груз» имеет две степени свободы, т.е. две обобщенные координаты: угол наклона платформы $q_1 = \varphi$ и перемещение груза $q_2 = s$.

Кинетическая энергия системы равна сумме кинетических энергий платформы и груза:

$$T = \frac{1}{2} J_{OZ}^{(1)} \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} m_2 v_c^2 + \frac{1}{2} J_{CZ}^{(2)} \dot{\varphi}^2, \quad (6)$$

где $J_{OZ}^{(1)}$ – момент инерции платформы относительно оси OZ ;

$J_{CZ}^{(2)}$ – момент инерции груза относительно главной центральной оси CZ .

Скорость v_c центра масс C груза найдем из векторной диаграммы скоростей (рисунок 2).

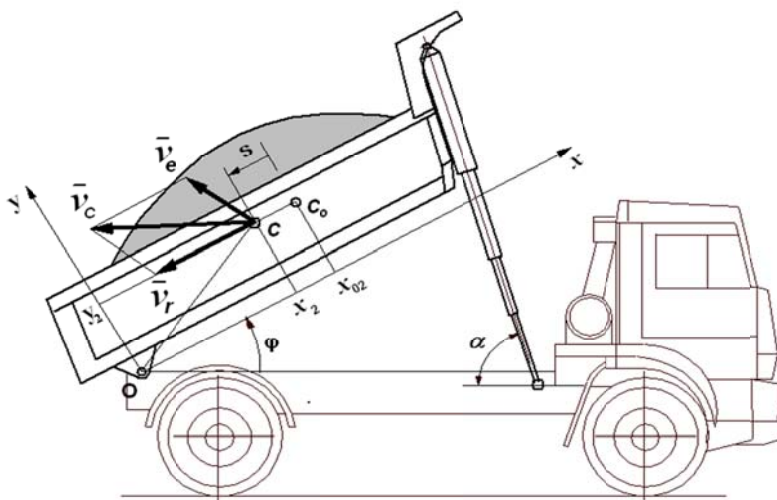


Рисунок 2 – Векторная диаграмма скоростей груза

$$v_C^2 = v_r^2 + v_e^2 + 2v_r v_e \cos(\bar{v}_r, \bar{v}_e) \quad (7)$$

Здесь $v_r = \dot{s}$ – относительная скорость движения центра масс груза;

$v_e = OC \cdot \dot{\phi}$ – переносная скорость движения центра масс груза.

После подстановки v_r и v_e формула (7) примет вид

$$v_C^2 = \dot{s}^2 + (x_2^2 + y_2^2) \cdot \dot{\phi}^2 + 2y_2 \dot{s} \dot{\phi}, \quad (8)$$

Окончательно кинетическая энергия системы «платформа–груз» равна

$$T = \frac{1}{2} \left[J_{OZ}^{(1)} + m_2 (x_2^2 + y_2^2) + J_{CZ}^{(2)} \right] \cdot \dot{\phi}^2 + m_2 y_2 \dot{s} \dot{\phi} + \frac{1}{2} m_2 \dot{s}^2 \quad (9)$$

Обобщенные силы, входящие в правые части уравнений (5), получим в виде

$$Q_1 = -m_1 g \cdot X_1 - m_2 g \cdot X_2 + Fa \sin \alpha - Fb \cos \alpha; \quad (10)$$

$$Q_2 = m_2 g \sin \phi - f(m_2 g \cos \phi - 2m_2 \dot{\phi} \cdot \dot{s}), \quad (11)$$

где f – коэффициент трения скольжения груза по платформе.

Подставив полученные выражения в уравнения Лагранжа (5), запишем дифференциальные уравнения движения системы «платформа–груз»:

$$\left[J_{OZ}^{(1)} + m_2 (x_2^2 + y_2^2) + J_{CZ}^{(2)} \right] \cdot \ddot{\phi} + m_2 y_2 \ddot{s} = -m_1 g X_1 - m_2 g X_2 + F(a \sin \alpha - b \cos \alpha); \quad (12)$$

$$m_2 y_2 \ddot{\phi} + m_2 \ddot{s} + m_2 x_2 \dot{\phi}^2 = m_2 g (\sin \phi - f \cos \phi) - 2m_2 f \dot{\phi} \cdot \dot{s}. \quad (13)$$

Для решения полученной системы дифференциальных уравнений требуется применение процедуры численного интегрирования, например, на основе метода Рунге–Кутты. Однако указанные уравнения можно упростить.

Действительно, поскольку угловая скорость поворота платформы мала и постоянна, то $\dot{\phi}^2 \approx 0$ и $\ddot{\phi} = 0$. Тогда дифференциальные уравнения (12) и (13) можно преобразовать к виду:

$$m_2 y_2 \ddot{s} = -m_1 g X_1 - m_2 g X_2 + F(a \sin \alpha - b \cos \alpha); \quad (14)$$

$$\ddot{s} = g(\sin\varphi - f \cos\varphi) - 2f\dot{\varphi} \cdot \dot{s}. \quad (15)$$

Отметим, что последним слагаемым в уравнении (15) также можно пренебречь, т.к. оно имеет второй порядок малости. Тогда, исключив из уравнения (14) ускорение \ddot{s} груза, получим усилие гидроцилиндра

$$F = \frac{m_1 g X_1 + m_2 g X_2 + m_2 g \cdot y_2 (\sin\varphi - f \cos\varphi)}{a \sin\alpha - b \cos\alpha}. \quad (16)$$

Для расчета усилия гидроцилиндра применим процедуру пошагового изменения параметров. Начиная с угла естественного откоса, с шагом $\Delta\varphi = 1^\circ$ из уравнения (16) найдем скорость и перемещение груза. Затем вычислим координату центра масс подвижного груза ($x_2 = x_{02} - s$) и из уравнений связи (2) найдем координаты X_1 и X_2 центров масс платформы и груза. Из уравнения (3) найдем угол α наклона гидроцилиндра. Все полученные значения подставим в формулу (16). Процесс повторим до тех пор пока угол наклона платформы не достигнет максимального.

Суммарные реакции в шарнирных опорах найдем, используя принцип Даламбера

$$\begin{aligned} R_X &= F \cos\alpha - m_2 \ddot{s} \cos\varphi; \\ R_Y &= m_1 g + m_2 g - F \sin\alpha - m_2 \ddot{s} \sin\varphi \\ R &= \sqrt{R_X^2 + R_Y^2} \end{aligned} \quad (17)$$

На основе предложенной математической модели рассчитаны усилия гидроцилиндров опрокидывающего механизма платформы карьерного самосвала БелАЗ. Исследованы случаи подъема платформы с неподвижным грузом и с разгрузкой груза как монолитной глыбы. Результаты расчета представлены на рисунке 3.

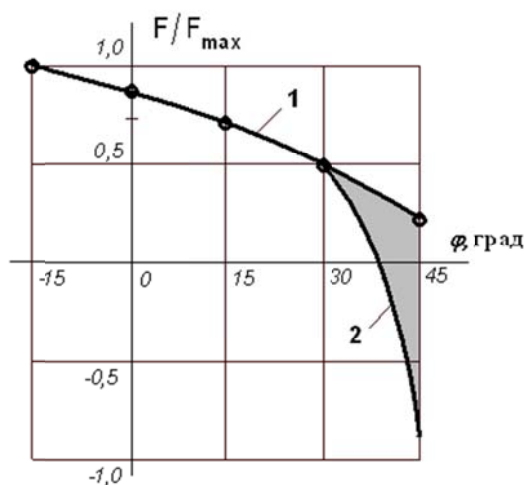


Рисунок 3 – Усилия гидроцилиндра при подъеме платформы БелАЗ с неподвижным грузом (1) и с разгрузкой монолитной глыбы (2)

Графики усилий F в гидроцилиндрах (кривые 1 и 2) соответствуют двум указанным экстремальным случаям, возникающим при разгрузке платформы. Анализ полученных результатов показал, что в штатных случаях, когда груз – сыпучий материал, графики изменения усилий F располагаются в области, выделенной штриховкой. Максимальные усилия F_{\max} в гидроцилиндрах наблюдается в начале подъема платформы ($\varphi = -15^\circ$). При подъеме платформы на угол более 40° в гидроцилиндрах могут возникать растягивающие усилия, которые могут привести к опрокидыванию автомобиля.

Закключение.

Разработана уточненная математическая модель разгрузки автомобиля-самосвала, полученная на основе уравнений Лагранжа. Исследовано силовое взаимодействие платформы и рамы самосвала в процессе разгрузки монолитной глыбы. Представлены

результаты расчетов указанных нагрузок при разгрузке карьерного самосвала БелАЗ. Полученные результаты могут быть использованы как в расчетах на прочность несущей системы автомобилей–самосвалов, так и при проектировании гидроцилиндров опрокидывающих механизмов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Erz, K. Über die durch Unebenheiten der Fahrbahn hervorgerufene Verdrehung von Strassenfahrzeugen. / K. Erz // Automobiltechnik Z. – 1957. – Bd.59. – № 4. – P. 89–96.
2. Павловский, Я. Автомобильные кузова / Я. Павловский: пер. с польск., М.: Машиностроение, 1977. – 544 с.
3. Тесер, Е. Кузова большегрузных автомобилей / Е. Тесер: пер. с польск., М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
4. Барышников, Ю.Н. Экспресс–анализ нагрузок при наезде автомобиля на неровности дороги / Ю.Н. Барышников // Наука и образование, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Электрон. журн. – 2014. – №.8. – С. 224–236.
5. Барышников, Ю.Н. Повышение долговечности несущих систем автомобилей–самосвалов особо большой грузоподъемности / Ю.Н. Барышников, Э.И. Григолюк, Л.Г. Сухомлинов // Автомобильная промышленность. – 1986. – № 8. – С.15–16
6. Белокуров, В.Н. Автомобили–самосвалы / В.Н. Белокуров, О.В. Гладков, А.А. Захаров, А.С. Мелик–Саркисянц. – М.: Машиностроение, 1987. – 216 с.
7. Барышников, Ю.Н. Численное моделирование процесса разгрузки карьерных самосвалов / Ю.Н. Барышников // Естественные и технические науки. – 2015. – №11(89). – С.57–59.

Барышников Юрий Николаевич

Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана, г. Москва

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая механика» им. проф. Н.Е.Жуковского

E-mail: mhnts@list.ru

Yu.N. BARYISHNIKOV

MATHEMATICAL MODEL OF THE UNLOADING CAR–TRUCK

Abstract. *A mathematical model of unloading a dump truck is developed. Before the movement (unloading) of cargo, the lifting of the platform is considered as a quasi-static process. From the equations of equilibrium and geometric relationships, analytical expressions are derived for calculating the force interaction between the platform and the car frame. When the cargo moves as a monolithic block, the mathematical model is constructed on the basis of the Lagrange equations in the form of a system of differential equations. After the adoption of a number of assumptions, its solution was substantially simplified. An algorithm for solving the problem is proposed that implements the method of incremental change of parameters. The results of calculation of forces in hydraulic cylinders during unloading of BelAZ mining dump truck are given.*

Keywords: *dump truck, a mathematical model, unloading, loading.*

BIBLIOGRAPHY

1. Erz, K. Über die durch Unebenheiten der Fahrbahn hervorgerufene Verdrehung von Strassenfahrzeugen. / K. Erz // Automobiltechnik Z. – 1957. – Bd.59. – № 4. – P. 89–96.
2. Pavlovskiy, YA. Avtomobilnyye kuzova / YA. Pavlovskiy: per. s polsk., M.: Mashinostroyeniye, 1977. – 544 s.
3. Teser, Ye. Kuzova bolshegruznykh avtomobiley / Ye. Teser: per. s polsk., M.: Mashinostroyeniye, 1979. – 232 s.
4. Baryshnikov, YU.N. Ekspress–analiz nagruzok pri navezde avtomobilya na nerovnosti dorogi / YU.N. Baryshnikov // Nauka i obrazovaniye, MGTU im. N.E. Bauman, Elektron. zhurn. – 2014. – №.8. – S. 224–236.
5. Baryshnikov, YU.N. Povyseniye dolgovechnosti nesushchikh sistem avtomobiley–samosvalov osobo bolshoy gruzopod"yemnosti / YU.N. Baryshnikov, E.I. Grigolyuk, L.G. Sukhomlinov // Avtomobilnaya promyshlennost. – 1986. – № 8. – S.15–16
6. Belokurov, V.N. Avtomobili–samosvaly / V.N. Belokurov, O.V. Gladkov, A.A. Zakharov, A.S. Melik–Sarkisyants. – M.: Mashinostroyeniye, 1987. – 216 s.
7. Baryshnikov, YU.N. Chislennoye modelirovaniye protsessa razgruzki karyernykh samosvalov / YU.N. Baryshnikov // Yestestvennyye i tekhnicheskiye nauki. – 2015. – №11(89). – S.57–59.

Baryshnikov Yuriy Nikolaevich

Moscow State Technical University, NE Bauman, Moscow

Candidate of Technical Sciences, associate professor of the department «Theoretical Mechanics»

them. Prof. N.E. Zhukovsky

E-mail: mhnts@list.ru

ТЕХНОЛОГИИ И ИНСТРУМЕНТЫ

УДК 656.61.08

А.Ю. ГАРШИН, М.С. КАПУСТЯНСКИЙ

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕЙСТВИЙ ЭКИПАЖА СУДНА ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ СИСТЕМ ОБЪЕМНОГО ТУШЕНИЯ ПОЖАРОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Аннотация. В рамках функциональной структурной теории разработаны алгоритмы действий экипажа аварийного судна по использованию системы объемного химического тушения (ОХТ) пожара составом БФ–2 (смесь бромистого этила 73 %) и по использованию системы тушения подобного пожара тонкораспыленной водой. Эффективность таких алгоритмов в различных условиях их выполнения оценена в вероятностных показателях безошибочности и времени по разработанной автором методике. Сравнение этих количественных показателей дало возможность провести анализ, выбор и обоснование практических путей совершенствования организационно–технических мероприятий по обеспечению взрывопожарозащищенности судна при использовании рассмотренных систем объемного тушения.

Ключевые слова: объемное пожаротушение, объемное химическое тушение, легкоиспаряющиеся жидкости, алгоритм действий, граф–модель, тонкораспыленная вода.

Введение.

Несмотря на многие недостатки, система ОХТ на судах торгового флота остается наиболее эффективным из имеемых средством тушения больших объемных пожаров. Однако, как показывает статистика, довольно часто приказ на ее использование руководитель тушения пожара отдает слишком поздно по ряду причин, среди которых можно отметить:

- высокую ответственность за безопасность подчиненных и неуверенность в том, что весь личный состав покинул аварийное помещение, что ведет к дополнительной перепроверке докладов командиров аварийных партий, старшего механика и др.;
- значительное время, необходимое на герметизацию аварийного помещения (АП) и проверку качества её выполнения;
- возможность материальной, административной и юридической ответственности за неправильно принятое решение.

Вместе с тем, существуют новые способы тушения таких пожаров, лишенные недостатков, присущих тушению с использованием паров легкоиспаряющихся жидкостей. Одним из них является способ тушения пожаров тонкораспыленной водой [1]. При этом возможно снижение времени тушения, отпадает необходимость полной герметизации аварийного помещения, вывод членов экипажа из помещения перед включением системы становится необязателен и включение системы возможно сразу после подготовки ее к действию. Кроме того, огнегаситель дешёв, доступен для пополнения, экологически безопасен, не выводит из строя оборудование отсека.

Основная часть.

Ниже дана сравнительная оценка эффективности тушения объемного пожара в МО с использованием системы ОХТ и системы тушения тонкораспыленной водой по разработанной методике [2] с учетом предложенного принципа упреждения по использованию средств пожаротушения в показателях безошибочности и времени. Сущность методики заключается в разработке формализованного описания действий экипажа поврежденного судна в виде графа работ, задания характеристик безошибочности, времени выполнения действий и поэтапного пересчета этих характеристик при укрупнении графа

работ до вычисления выходных показателей безошибочности и времени, затрачиваемых на решение задачи борьбы за живучесть (БЗЖ). В конечном итоге принимается вариант алгоритма действий (АД) с лучшими показателями.

Разработанная семантическая структурно–логическая граф–модель действий (АД–1) экипажа поврежденного судна по ликвидации пожара системой объемного химического тушения с учетом опыта руководства БЗЖ представлена на рисунке 1.

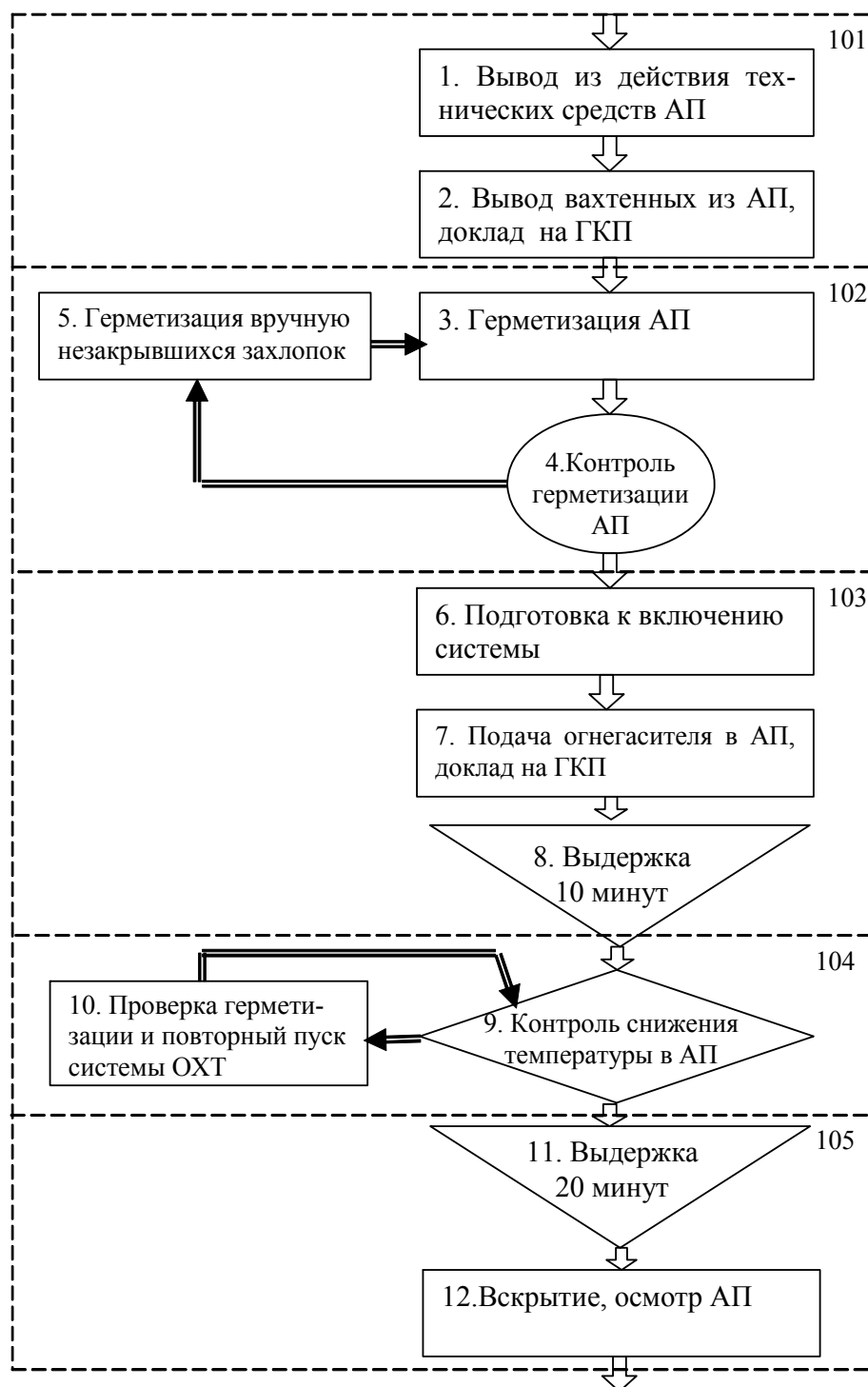


Рисунок 1 - Структура АД-1

Здесь – 1, 2, 3, 5, 6, 7, 10, 12 – рабочие операции; 4 – функциональный контроль; 8, 11 – задержки действий; 9 – диагностический контроль (контроль снижения температуры в АП). Математический аппарат для расчета показателей выполнения этих блоков операций изложен в [3].

Характеристики операций (действий) оцениваемого алгоритма действий определены и обоснованы по разработанной методике [2] для типовых случаев БЗЖ в объективных количественных показателях безошибочности и времени и представлены в виде таблицы 1. Оценена степень влияния на эти показатели опасных факторов пожара.

Расчет выполнен для различных состояний рабочей среды (РС) (условий деятельности экипажа при БЗЖ):

- относительно комфортной (на судне объявлена учебная тревога, проводится тренировочное учение);
- сверхэкстремальной (судно терпит бедствие).

При этом, рассчитанными поправочными коэффициентами в соответствии с разработанной методикой скорректированы характеристики безошибочного выполнения всех операций АД и значения характеристик времени выполнения этих операций.

Таблица 1 – Характеристики операций АД экипажа поврежденного судна по тушению пожара в МО системой ОХТ в соответствии с действующей организацией (АД–1)

Номер и наименование операции (действия)	Характеристики безошибочности B_i и времени m_i (мин) действий
1 – РО	$B_1=0,90; m_1=5;$
2 – РО	$B_2=0,99; m_2=2;$
3 – РО	$B_3=0,90; m_3=5;$
4 – ФК	$\Phi_4^{11}=0,90; \Phi_4^{00}=0,90; m_4=3;$
5 – РО	$B_5=0,95; m_5=3;$
6 – РО	$B_6=0,90; m_6=3;$
7 – РО	$B_7=0,90; m_7=1;$
8 – ЗД	$B_8=0,99; m_8=10;$
9 – ДК	$D_9^{11}=0,85; D_9^{00}=0,85; m_9=3;$
10 – РО	$B_{10}=0,90; m_{10}=3;$
11 – ЗД	$B_{11}=0,99; m_{11}=15;$
12 – РО	$B_{12}=0,9; m_{12}=2;$

В результате АД–1 представлен единичным блоком с набором показателей эффективности действий, представленных в таблице 2.

Таблица 2 – Оценка показателей эффективности действий по АД–2 в зависимости от уровня РС

Вероятность безошибочного выполнения АД	Уровень РС	М.о. времени выполнения АД (мин)
0,59	Относительно комфортная	63
0,42	Сверхэкстремальная	88

Усовершенствованный АД–2 с учетом применения рассмотренных выше организационно–технических решений представлен на рисунке 2. Нумерация операций (действий) и их содержание сохранено, изменена структура АД. Операции 4, 5, 6, 8, 11 исключены за счет применения новой системы тушения тонкораспыленной водой.

Рассчитанные подобным образом показатели эффективности действий вариантов АД–2 в зависимости от уровня РС даны в таблице 3.

Таблица 3 – Показатели эффективности действий вариантов АД–2 в зависимости от уровня РС

Вероятность безошибочного выполнения АД	Уровень РС	М.о. времени выполнения АД (мин)
0,79	Комфортная	28
0,62	Сверхэкстремальная	41

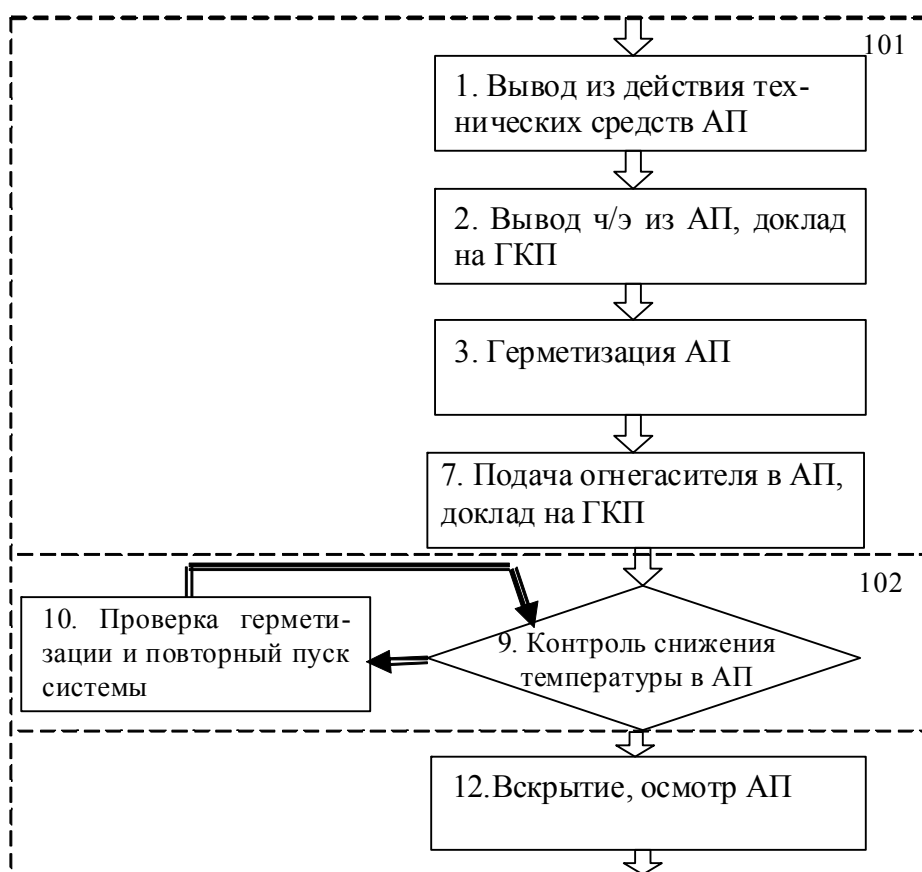


Рисунок 2 - Усовершенствованный АД-2

Сравнивая показатели таблиц 2 и 3, видно, что выигрыш по безошибочности выполнения АД составляет 20%, а выигрыш по времени в тренировочных условиях 35 минут (56%) и 47 минут (53%) в сверхэкстремальных аварийных условиях.

Таким образом, второй вариант АД-2 предпочтительнее и применение отмеченных организационных и технических решений оправдано, хотя в сверхэкстремальных условиях эффективность выполнения АД-2 недостаточна.

Заключение.

Новизна полученного научного результата заключается в том, что детальные АД и количественная оценка их эффективности разработаны впервые. При этом новым является как форма представления действий в удобном структурном и обозримом виде, так и возможность оценки эффективности решения задачи экипажем судна в ясных объективных показателях безошибочности и времени.

Обоснованность научного результата подтверждена чувствительностью показателей эффективности АД при изменении как исходных характеристик безошибочности и времени, так и структур АД. Показатели эффективности выполнения АД с принятыми организационно-техническими усовершенствованиями выше показателей эффективности действий в соответствии с существующей организацией в рассмотренных ситуациях БЗЖ.

Практическая значимость научного результата состоит в сокращении потока ошибок и времени решения задач БЗЖ корабля, использование разработанных АД для совершенствования подготовки специалистов морского флота по живучести.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Разработка нового способа тушения пожаров в отсеках кораблей и судов ВМС с использованием тонкораспыленной воды (шифр «Туман»): Отчет о НИР / ПНИЛ ВПБ и ЖК ВМСУ. – Севастополь, 1998. – 55с.

2. Гаршин, А.Ю. Методика оценки эффективности алгоритмов действий экипажа корабля по борьбе за живучесть / А.Ю. Гаршин, А.А. Емец // Сб. научн. тр. СВМИ Вып. 1, ч. 2. – Севастополь: СВМИ. – 1999. – С. 13–16.

3. Чабаненко, П.П. Совершенствование деятельности операторов судовых систем / П.П. Чабаненко, Ю.Н. Халаев, В.И. Дикий. – Севастополь: ВСНТО им. акад. А.Н. Крылова, 1990. – 58 с.

Гаршин Александр Юрьевич

ФГАОУ ВО «Севастопольский Государственный университет», г. Севастополь

кандидат технических наук, доцент кафедры «Энергоустановки морских судов и сооружений»

299000, г. Севастополь, ул. Гоголя 14

Тел. +7(978)7093277

E-mail: aleksander.garshin@mail.ru

Капустянский Михаил Сергеевич

ФГАОУ ВО «Севастопольский Государственный университет», г. Севастополь

Старший преподаватель кафедры «Энергоустановки морских судов и сооружений»

299000, г. Севастополь, ул. Гоголя 14

Тел. +7(978)715–54–07

E-mail: mkapustyansky@mail.ru

A.Yu. GARSHIN, M.S. KAPUSTYANSKIY

COMPARATIVE EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF THE SHIPS CREW ON USING THE SYSTEM VOLUME EXTINGUISHING OF FIRES OF VARIOUS TYPES

Abstract. *In the framework of the functional structural theory, algorithms for the crew of the emergency vessel to use the BF–2 fire-fighting system (bromine–ethyl mixture of 73%) and the use of a fire extinguishing system for fine dust with water were developed. The efficiency of such algorithms under various conditions of their implementation is estimated in probability indicators of error and time according to the method developed by the author. Comparison of these quantitative indicators made it possible to analyze, select and justify practical ways to improve the organizational and technical measures to ensure the explosion-proofing of the vessel when using the discussed systems of volumetric quenching.*

Keywords: *volumetric fire extinguishing, volumetric chemical quenching, volatile liquid, action algorithm, graph-model, fine-dispersed water.*

BIBLIOGRAPHY

1. Razrabotka novogo sposoba tusheniya pozharov v otsekov korabley i sudov VMS s ispolzovaniyem tonkoraspylennoy vody (shifr «Tuman»): Otchet o NIR / PNIL VPB i ZHK VMSU. – Sevastopol, 1998. – 55s.

2. Garshin, A.YU. Metodika otsenki effektivnosti algoritmov deystviy ekipazha korablya po borbe za zhivuchest / A.YU. Garshin, A.A. Yemets // Sb. nauchn. tr. SVMI Vyp. 1, ch. 2. – Sevastopol: SVMI. – 1999. – S. 13–16.

3. Chabanenko, P.P. Sovershenstvovaniye deyatelnosti operatorov sudovykh sistem / P.P. Chabanenko, YU.N. Khalayev, V.I. Dikiy. – Sevastopol: VSNTTO im. akad. A.N. Krylova, 1990. – 58 s.

Garshin Alexander Yurievich

FSAEI «Sevastopol State University»,
the city of Sevastopol

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of
the Department of «Power installations of marine
vessels and structures»

299000, Sevastopol, Gogolya street 14

Tel. Phone: +7 (978) 7093277

E-mail: aleksander.garshin@mail.ru

Kapustiansky Mikhail Sergeevich

FSAEI «Sevastopol State University»,
the city of Sevastopol

Senior lecturer of the department «Power installations of
sea vessels and structures»

299000, Sevastopol, Gogolya street 14

Tel. +7 (978) 715–54–07

E-mail: mkapustyansky@mail.ru

Д.О. ВЛАДЕЦКИЙ, О.В. ВЛАДЕЦКИЙ

ВИЗУАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООТДАЧИ ПУТЕМ ФОРМИРОВАНИЯ ВДОЛЬ ТЕПЛООБМЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СТРУИ

Аннотация. Рассматриваются результаты визуальных исследований течения затопленных газожидкостных струй, ограниченных двумя вертикальными плоскими поверхностями теплообмена. Определен характер взаимодействия газожидкостной струи с теплообменными поверхностями, а также рассмотрено влияние положения газового коллектора и расстояния между теплообменными поверхностями на характер течения газожидкостной струи. Приведены данные теплотехнических исследований.

Ключевые слова: интенсификация теплоотдачи, система охлаждения судовых дизелей.

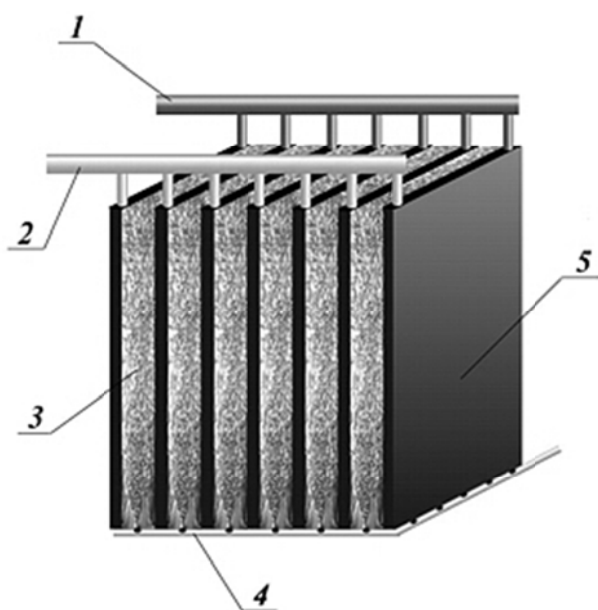


Рисунок 1 – Безкорпусной погружной пластинчатый теплообменный аппарат

Введение.

В настоящее время в практике широкое распространение получили разомкнутые двухконтурные системы охлаждения энергетической установки (ЭУ) судов, предполагающие прием заборной охлаждающей воды. При эксплуатации морских судов по экологическим и техническим причинам целесообразно отказаться от приема заборной охлаждающей воды и создать замкнутую систему охлаждения ЭУ, в которой в качестве теплообменных поверхностей выступают различные конструктивные элементы корпуса судна.

В ряде случаев теплообменные поверхности не могут быть ограничены только, например, корпусом судна. Дополнительные теплообменные поверхности могут быть выполнены в виде пакета расположенных с зазором параллельных пластин, выносимых за борт, т.е. погружного пластинчатого теплообменного аппарата. Горячая охлаждаемая пресная вода будет двигаться внутри пластин по специальным лабиринтным каналам.

Целью данной статьи является поиск пути обеспечения интенсивного теплоотвода от стенок теплообменного аппарата системы охлаждения ЭУ к охлаждающей воде в случае свободной конвекции. Коэффициент теплоотдачи при этом, как известно, существенно зависит от температурного напора между стенкой аппарата и конечного поглотителя.

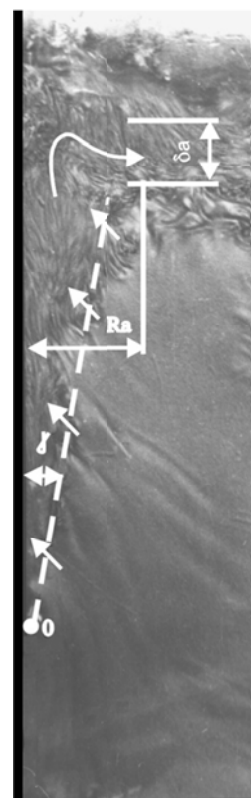


Рисунок 2 – Течение плоской газожидкостной струи у вертикальной одиночной поверхности

При довольно высокой температуре конечного поглотителя, и, как следствие, малого температурного напора, коэффициент теплопередачи таких аппаратов довольно низкий, что определяет значительные требуемые площади теплообменника. Возникает необходимость разработать метод интенсификации теплоотдачи в указанных условиях.

Необходимо, чтобы интенсификация теплоотдачи достигалась сравнительно простыми средствами, и исключалось отрицательное влияние на персонал и окружающую среду.

Основная часть.

Известны исследования по улучшению теплоотдачи за счет подачи воздуха в вертикальные цилиндрические каналы, вертикальные колонки и в каналы различной формы, используемые в химической промышленности [1].

Значительная часть исследований касается движения в жидкости паровых пузырей и соответствующему влиянию на теплообмен. Изучение теплоотдачи в неподвижной жидкости при подаче через нее газа выполнено в работе [2]. В соответствии с приведенными данными коэффициент теплоотдачи не зависит от высоты поверхности, т.е. имеет место автомодельность процесса.

Однако, указанные выше публикации не могут быть применены к расчету теплоотдачи в рассматриваемом нами теплообменнике, т.к. они отличаются по граничным условиям. Поэтому необходимо проведение исследований указанной системы с учетом всех ее особенностей.

Как отмечалось, теплоотдача конечному поглотителю в пластинчатых погружных теплообменных аппаратах осуществляется при свободной конвекции. Это наиболее неблагоприятный для таких теплопередающих устройств режим работы. Обогревание наружной поверхности теплообменного аппарата (ТОА) существенно ухудшает его массогабаритные показатели и приводит к резкому увеличению стоимости и сложности очистки от загрязнения.

В результате всестороннего анализа данного вопроса предлагается интенсификацию теплоотдачи от рабочей поверхности пластинчатого погружного ТОА конечному поглотителю осуществлять посредством формирования у поверхности теплообмена затопленной газожидкостной струи [3]. Используемый при этом сжатый газ и, в частности воздух, является довольно распространенной средой.

На рисунке 1 представлена схема погружного пластинчатого теплообменного аппарата с интенсификацией теплоотдачи конечному поглотителю затопленными газожидкостными струями. Горячая пресная вода, проходя через впускной коллектор 1, подается внутрь каждой теплообменной пластины 5. Двигаясь внутри ее по лабиринтному каналу, пресная вода отдает теплоту забортной воде и поступает в выпускной коллектор 2. Для формирования затопленной газожидкостной струи 3 в нижней части теплообменных пластин устанавливается газовый коллектор 4 с выполненными по длине отверстиями, через которые осуществляется подвод воздуха.

Подымающиеся пузырьки воздуха проталкивают жидкость вдоль поверхности теплообмена, одновременно подсасывая холодную жидкость из окружающего пространства (рисунок 2). Кроме того, известно, что пузырьки воздуха совершают поперечные колебательные движения, в результате чего происходит турбулизация потока жидкости. За счет поперечных колебательных движений пузырьки внедряются в пристенный пограничный слой, разрушая его, и тем самым резко способствуя увеличению теплоотдачи.

Проведенные теплотехнические исследования на одиночной поверхности показали, что теплоотдача при малых температурных напорах $(\bar{t}_C - t_3) \leq 2^\circ\text{C}$ может быть увеличена в 20...30 и более раз. Чем меньше температурный напор, тем выше эффект интенсификации теплоотдачи (рисунок 3).

При температурном напоре $\bar{t}_C - t_3 > 16...18^\circ\text{C}$ интенсификация теплоотдачи, по сравнению со случаем свободной конвекции, достигает 5...8 раз. Для одиночной пластины получены уравнения подобия. Однако, эти уравнения не могут быть применены для расчета теплоотдачи в рассматриваемом нами пластинчатом ТОА.

С целью выявления характера течения жидкости и влияния на него различных факторов были проведены визуальные исследования на прозрачной модели. Она представляла собой прямоугольную емкость 1,0x0,5 метра, одна из стенок которой была выполнена прозрачной. Емкость заполнялась водой, содержащей тушь, серебрин и поверхностно-активное вещество. Воздух подавался через трубку с выполненными по длине

отверстиями. Имелась возможность изменять место положения газового коллектора относительно пластин. Наблюдаемые течения показаны на фотографиях (рисунок 4...5).

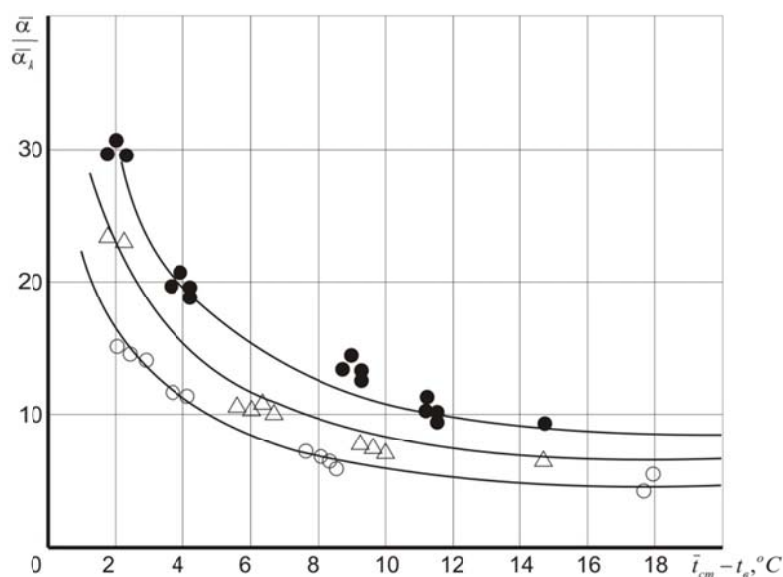


Рисунок 3 – Зависимость $\bar{\alpha} / \alpha_K$ от температурного напора $(\bar{t}_{cm} - t_3)$: α_K – коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции; $\bar{\alpha}$ – коэффициент теплоотдачи при использовании газожидкостных струй

Анализ показывает, что газожидкостная струя сначала формируется как неограниченная осесимметричная, а затем, по мере развития, зажимается с двух сторон теплообменными поверхностями.

При расстоянии между пластинами $H = 37$ мм и размещении источника газа на равном удалении от пластин (рисунок 4, а) происходит сильная турбулизация потока. За счет малого расстояния между пластинами теплообменные поверхности омываются сердцевинной газожидкостной струи, т.е. частью струи с максимальной турбулизацией потока. Наблюдаются интенсивные поперечные пульсациидвигающихся пузырьков воздуха, глубокое их проникновение в пристенный пограничный слой вплоть до теплоотдающих поверхностей и, как следствие, его разрушение. За счет действия газожидкостной струи, снизу происходит подсос жидкости из окружающего пространства и ее проталкивание вверх между пластинами. Угол раскрытия такой струи $\gamma = 22...26^\circ$, что в два раза больше чем у полуограниченной струи (рисунок 2).

При увеличении расстояния между пластинами турбулентная сердцевина отдалается от теплообменных поверхностей, что приводит к затиханию процесса турбулизации. На рисунке 4 б и в, при ширине зазора $H = 50$ и 70 мм соответственно, газожидкостная струя все еще проникает в пристенный пограничный слой, но за счет удаления теплоотдающих поверхностей от оси газожидкостной струи пристенный пограничный слой разрушается не полностью.

Когда зазор между пластинами $H > 90$ мм (рисунок 4, г и д) струя начинает формироваться как неограниченная. Из-за большого расстояния между теплообменными поверхностями турбулизирующий эффект газожидкостной струи снижается, что ухудшает теплоотдачу.

В ходе работ было исследовано влияние размещения источника газа по ширине и высоте зазора между пластинами (рисунок 5).

Подача воздуха непосредственно на одну из теплоотдающих поверхностей (рисунок 5 а) неэффективна, т.к. воздействие струи на другую поверхность снижается. Струя в данном случае формируется как полуограниченная с углом раскрытия $\gamma = 12...14^\circ$. При больших зазорах между пластинами (рисунок 5, б) это требует установки газового коллектора на каждой поверхности, что, очевидно, нельзя признать эффективным решением.

Исследования показывают (рисунок 5, в), что не имеет никакого смысла поднимать источник воздуха вверх. Имеет место подсос жидкости в зазор снизу, однако, разрушения и турбулизации пристенного пограничного слоя на нижнем участке не происходит.

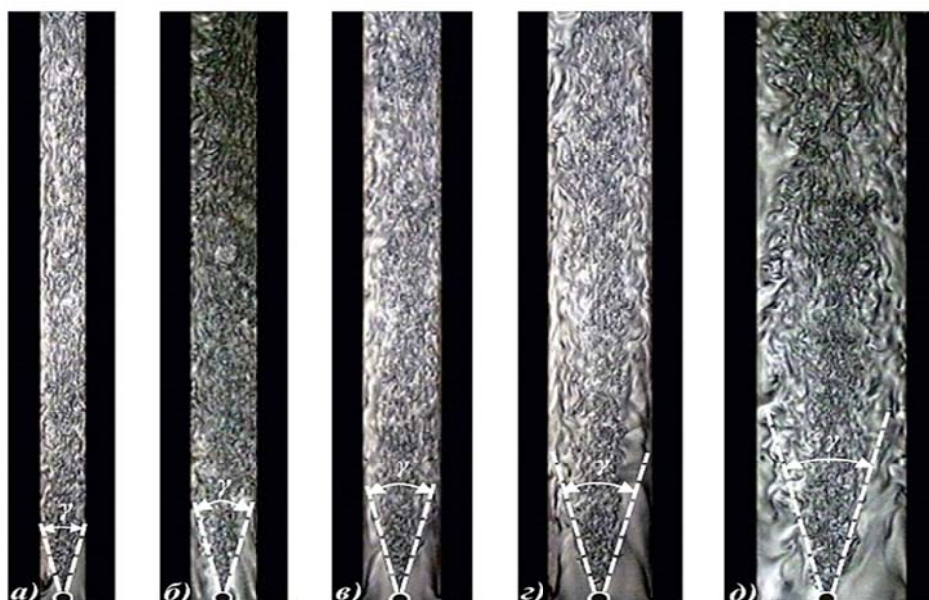


Рисунок 4 – Течения плоской газожидкостной струи, ограниченной двумя вертикальными поверхностями теплообмена при различных расстояниях между ними

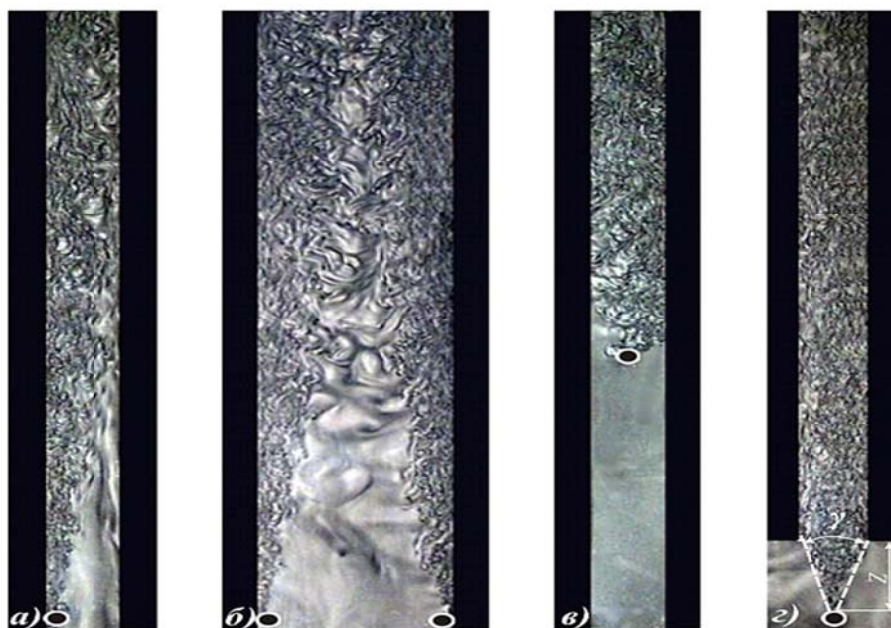


Рисунок 5 – Различные варианты течения плоской газожидкостной струи, ограниченной двумя вертикальными поверхностями теплообмена

Газожидкостная струя используется наиболее эффективно, когда она, развиваясь, омывает теплообменные поверхности сразу по всей площади (рисунок 5, г). В этом случае газовый коллектор должен располагаться чуть ниже пластин на расстоянии $Z = (H/2)/\tan(\gamma/2)$. С учетом того, что угол раскрытия газожидкостных струй $\gamma = 22...26^\circ$, то $Z \approx 2H$.

Таким образом, визуальные исследования течения газожидкостных струй в плоском вертикальном канале однозначно показывают на схожесть процессов, имеющих место на одиночных вертикальных пластинах. Это дает основание ожидать существенной интенсификации теплоотдачи в погружном пластинчатом ТОА. Для проведения теплотехнических исследований создан экспериментальный стенд и модель, с шириной теплоотдающей поверхности 0,5 м и высотой 1 м. Первоначальные оценочные результаты на этой модели подтверждают правильность высказанных выше подходов.

Заключение.

1. Создание у наружных поверхностях теплообмена газожидкостных струй позволяет интенсифицировать теплоотдачу воде по сравнению со случаем свободной конвекции в

20...30 раз. Причем, большим значениям соответствуют меньшие температурные напоры между поверхностью аппарата и водой.

2. Эксперименты на модели с прозрачной стенкой и визуализацией течения показали, что угол раскрытия газожидкостной струи составляет 22...25°. Снизу, по ее наружной свободной поверхности, происходит подсос жидкости из окружающего пространства и ее проталкивание вверх между пластин. Газожидкостная струя сначала формируется как неограниченная осесимметричная, а затем, развиваясь, зажимается с двух сторон теплообменными поверхностями.

3. Газожидкостная струя подсасывает холодную жидкость из окружающего пространства и проталкивает ее вдоль теплоотдающей поверхности. Движущиеся пузырьки газа дополнительно турбулизируют жидкость в струе и разрушают пристенный пограничный слой. Увеличение зазора H между теплообменными поверхностями свыше некоторого значения не ведет к существенной интенсификации теплоотдачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kutaladze, S.S. Liquid repulsion effect in gas bubbling through porous surface/ S.S. Kutaladze, I.G. Malenkov // Lett. Heat Mass Transfer. – 1977. – V. 4. – P. 209–215.
2. Konsetov, V.V. Heat transfer during bubbling of gas through liquid/ V.V. Konsetov // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1966. – V. 9. – P. 1103–1108.
3. Владецкий, Д.О. Повышение теплоотдачи заборной воде в погружном теплообменном аппарате замкнутой системы охлаждения СЭУ/ Д.О. Владецкий, О.В. Владецкий// Водный транспорт. – Киев, 2012. № 1(13) – С. 36–41.
4. Владецкий, Д.О. Тепловая эффективность процесса газожидкостной интенсификации теплоотдачи в погружном теплообменнике/ Д.О. Владецкий// Вестн. СевГТУ. Механика, энергетика, экология. – Севастополь, 2009 – Вып. 97 – С. 94–97.

Владецкий Олег Валентинович

Филиал ФГБОУ ВО «Государственный морской университет им. адм. Ф.Ф. Ушакова» в г.Севастополь, Кандидат технических наук, доцент, 299009, г.Севастополь, ул. Героев Севастополя, 11, корп. 8/22, E-mail: vladetski@gmail.com

Владецкий Дмитрий Олегович

Филиал ФГБОУ ВО «Государственный морской университет им. адм. Ф.Ф. Ушакова» в г.Севастополь, Кандидат технических наук, доцент, 299009, г.Севастополь, ул. Героев Севастополя, 11, корп. 8/22, E-mail: vladetski@gmail.com

O.V. VLADETSKY, D.O. VLADETSKY

VISUAL INVESTIGATIONS OF HEAT TRANSFER INTENSIFICATION BY FORMING GAS-LIQUID JET ALONG THE HEAT TRANSFER SURFACE

Abstract. *The results of visual investigations of the flow of immersed gas-liquid jets restricted by two vertical heat exchange surfaces are considered. The nature of the interaction of the gas-liquid jet with heat-exchange surfaces is determined, and the influence of the position of the gas collector and the distance between the heat exchange surfaces on the nature of the gas-liquid jet flow is considered. The results of thermal studies are given.*

Keywords: *heat transfer intensification, ship diesel engine cooling system.*

BIBLIOGRAPHY

1. Kutaladze, S.S. Liquid repulsion effect in gas bubbling through porous surface/ S.S. Kutaladze, I.G. Malenkov // Lett. Heat Mass Transfer. – 1977. – V. 4. – R. 209–215.
2. Konsetov, V.V. Heat transfer during bubbling of gas through liquid/ V.V. Konsetov // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1966. – V. 9. – R. 1103–1108.
3. Vladetskiv, D.O. Povvshenive teplootdachi zabortnov vode v pogrurnom teploobmennom apparate zamknutoy sistemy okhlazhdeniya SEU/ D.O. Vladetskiv, O.V. Vladetskiv// Vodnyy transport. – Kievev, 2012. № 1(13) – S. 36–41.
4. Vladetskiv, D.O. Teplovaya effektivnost protsessa gazozhidkostnoy intensifikatsii teplootdachi v pogrurnom teploobmennike/ D.O. Vladetskiv// Vestn. SevGTU. Mekhanika, energetika, ekologiya. – Sevastopol, 2009 – Vyp. 97 – S. 94–97.

Vladetskiv Oleg Valentinovich

Sevastopol branch of FSFEI HE «AUMSU». Sevastopol Ph.D., 299009, Sevastopol, Geroev Sevastopolya, 11, build. 8/22 E-mail: vladetski@gmail.com

Vladetskiv Dmitriv Olegovich

Sevastopol branch of FSFEI HE «AUMSU». Sevastopol Ph.D., 299009, Sevastopol, Geroev Sevastopolya, 11, build. 8/22 E-mail: vladetski@gmail.com

Е.А. ВЛАДЕЦКАЯ, С.М. БРАТАН, А.О. ХАРЧЕНКО

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ДЕТАЛЕЙ ПРИ КРУГЛОШЛИФОВАЛЬНОЙ ОБРАБОТКЕ В УСЛОВИЯХ ПЛАВУЧИХ МАСТЕРСКИХ

Аннотация. В статье рассмотрены результаты лабораторных исследований процесса шлифовальной обработки с учетом оценки качества поверхностей шеек валов при возмущающих вибрационных воздействиях на оборудование внешних сил, являющихся следствием морского волнения, а также соседнего работающего оборудования в условиях плавучей мастерской. Определены изменения погрешности формы обрабатываемых деталей, шероховатости обрабатываемой поверхности, волнистости поверхностей шеек валов по базовому и достигнутому вариантам с учетом использования новых конструкций эффективных виброизолирующих опор и устройств.

Ключевые слова: плавучая мастерская, шлифовальный станок, процесс шлифовальной обработки, погрешность формы, шероховатость поверхности, волнистость, виброизолирующая опора.

Введение.

Для промышленности приморских городов характерно наличие таких мобильных мини-заводов, как плавучие мастерские и рейдовые плавучие мастерские с размещенными на палубах производственными участками, в том числе и механообрабатывающими, имеющими широкий спектр станочного оборудования, включая шлифовальные станки. Такие мастерские способны выполнять сложные работы по изготовлению и модернизации высокотехнологичных изделий, узлов и агрегатов в удалённых от основных пунктов базирования районах. Особенностью эксплуатации указанного оборудования является наличие вибраций, вызванных воздействием на него различных источников, снижающих точность и повышающих шероховатость обрабатываемых поверхностей в ходе технологического процесса [1].

Основная часть.

Повышение качества обработки деталей в условиях плавучих мастерских непосредственно связано с необходимостью уменьшения вынужденных колебаний станка, передаваемых через поверхность палубы от внешних источников, в том числе и от воздействий внешней среды – волнений водной поверхности.

Как правило, на палубах плавучих мастерских фиксация станков обеспечивается фундаментом, который не обеспечивает достаточной виброизоляции вследствие значительных внешних колебательных воздействий, которые до настоящего времени являются малоизученными и их влияние на качество обработки, особенно на финишных операциях, усложненных колебательными процессами разного уровня, не исследовалось.

В работах [2, 3] выполнено моделирование взаимодействия инструмента и обрабатываемой заготовки в условиях плавучих мастерских. Рассмотрена динамическая система со сложными стационарными и нестационарными вибрационными воздействиями, а также ударными воздействиями от внешнего оборудования и длительного морского волнения через плавучее основание и поверхность палубы.

На основе системного подхода предложена структура операции, сформулированы основные положения и методы анализа процесса; определены входные, выходные переменные и параметры состояния каждой из подсистем.

Исследованию процессов шлифования шеек валов с целью определения параметров качества обрабатываемых поверхностей, получаемых при различных уровнях внешних воздействий в производственных условиях (рисунок 1) и на экспериментальном стенде (рисунок 2) в лаборатории посвящены работы [4, 5]. На основе морфологического анализа и синтеза структур виброизолирующих устройств построена морфологическая матрица, рассмотрены признаки и характеристики подсистем и элементов, выявлены связи между ними. Синтезированы варианты структур виброизолирующего устройства с учетом существенных признаков и технических требований, определяющих свойства системы. Выполнена структурно-компоновочная оптимизация виброизолирующих устройств. Параметрический синтез, теоретические и экспериментальные исследования реальных конструкций виброизолирующих устройств привели к созданию нового виброизолирующего устройства

(рисунок 3, а) станка плавучей мастерской на базе опоры (рисунок 3, б) с резино–металлическим и гидравлическим демпферами.

Целью данной статьи является выработка практических рекомендаций по повышению качества шлифования деталей в условиях плавучих мастерских на основе результатов испытаний новых виброизолирующих устройств в условиях, аналогичных условиям плавучей мастерской.

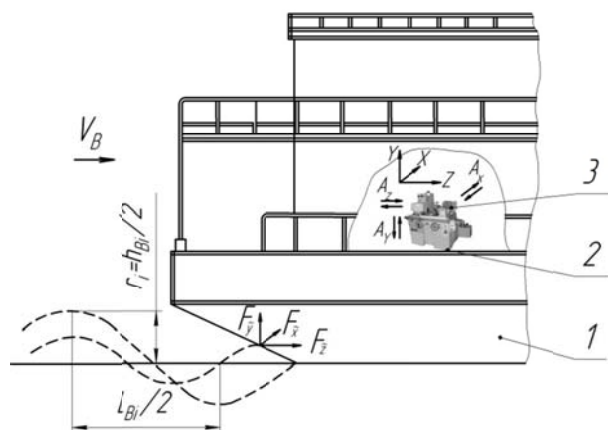


Рисунок 1– Схема расположения круглошлифовального станка на участке плавучей мастерской: 1 – плавучее основание, 2 – поверхность палубы, 3 – станок 3В12

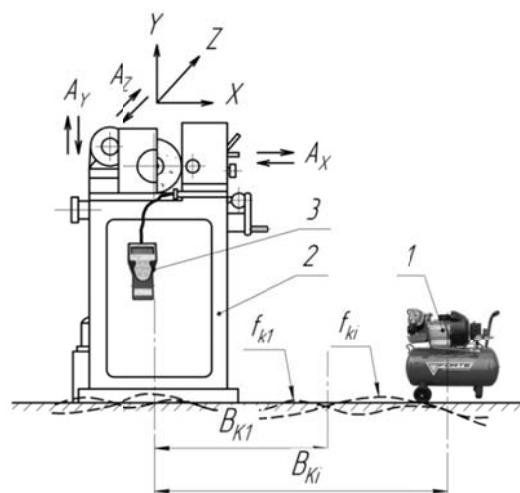
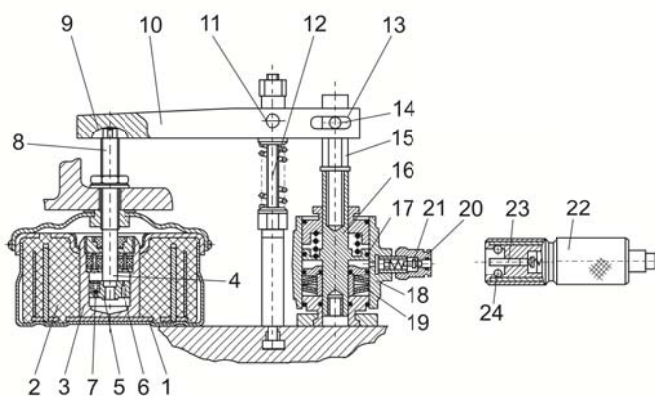


Рисунок 2– Схема экспериментального стенда для имитации внешних вибрационных воздействий при шлифовании, возникающих на плавучей мастерской



а



б

Рисунок 3 – Общий вид новой конструкции виброизолирующего устройства (а) на основе опоры (б) с резинометаллическим и гидравлическим демпферами

Для определения влияния внешних воздействий на качество обработки при шлифовании использовали лабораторное оборудование (рисунок 2) в составе экспериментального стенда, включающего круглошлифовальный станок ВУА 16, оснащенный комплексом контрольно–измерительной аппаратуры, а также компрессором 1 (FINI Tiger 245), размещаемым на разном удалении (B_{k1}, \dots, B_{ki}) от станка 2, создающим при работе на разных режимах внешние вибрационные воздействия на технологическую систему станка (f_{k1}, \dots, f_{ki}), имитирующие внешние возмущения через поверхность пола и фундамент на станину станка, соответствующие воздействиям на станки в ПМ внешней среды (морского волнения) и работающего соседнего оборудования, вызывая вибрации и виброперемещения с амплитудами A_x, A_y, A_z соответственно в направлениях его осей координат. Для определения параметров вибраций и амплитуды виброперемещений использовали виброметр 3 «Вибротест–МГ4.01». Проведенный этап имитационного моделирования позволил определить основные условия, при которых возможно проведение шлифовальной обработки на лабораторном оборудовании с получением показателей качества, соответствующих тем или иным условиям внешних

воздействий (уровню волнения, работе внешнего оборудования) на круглое шлифование в плавучей мастерской [6].

По разработанной методике и при заданных условиях проводили на круглошлифовальном станке обработку поверхностей шеек валов ($d = 26,00^{+0,050}_{-0,025}$, мм) для партий деталей, имитируя для каждой из партий различные уровни волнений и одновременно наличие или отсутствие работающего внешнего оборудования. Для проведения испытаний новых конструкций на экспериментальном стенде (рисунок 2) станок установили на виброизолирующие опоры новой конструкции (рисунок 4), остальное технологическое и контрольно-измерительное оборудование, имитируя в лабораторных условиях разные воздействия от морского волнения и состояний станка с учетом работы соседнего технологического оборудования.



Рисунок 4 – Круглошлифовальный станок BUA 16 на виброизолирующих опорах новой конструкции (патент UA 36389)

Результаты сравнительных испытаний по показателям вибрационных воздействий на круглошлифовальный станок при установке на фундамент (базовый вариант) или на виброизолирующие опоры (достигнутый вариант) получены в лабораторных условиях, соответствующих условиям плавучей мастерской. Зависимости частот механических колебаний (f_{kx} , f_{ky} , f_{ox} , f_{oy}) от состояний круглошлифовального станка и уровня волнения $h_{3\%}$ проиллюстрированы графиками на рисунке 5.

Снижение частоты механических колебаний (рисунок 5, а) f_{oy} в нижней части станины в вертикальном направлении (вдоль оси Y) в среднем от 1,4 раз (при значительном волнении и неработающем станке) до 2,5 раз при значительном волнении и работающем станке. Виброперемещения S_{ox} в нижней части станины в поперечном направлении (вдоль оси X) снижаются в среднем от 2,14 раз (при значительном волнении и работающем станке) до 3,74 раз при значительном волнении и неработающем станке. Виброперемещения S_{oy} в нижней части станины в продольном направлении (вдоль оси Y) снижаются в среднем от 1,1 раз (при слабом волнении и неработающем станке) до 1,8 раз при значительном волнении и работающем станке.

Анализ показателей при установке станка на виброизолирующие опоры новой конструкции показывает снижение частоты механических колебаний f_{ox} в зоне направляющих станка в поперечном направлении (вдоль оси X) в среднем от 1,8 раз (при значительном и сильном волнениях как работающего станка, так и одновременно соседнего оборудования и вентиляции) до 2,1 раз при слабом волнении (всех трех состояний станка) и работающем станке при значительном волнении.

Снижение частоты механических колебаний f_{oy} в зоне направляющих станка в вертикальном направлении (вдоль оси Y) составляет в среднем от 1,5 раз (при значительном волнении и неработающем станке) до 1,8 раз при слабом волнении и неработающем станке.

Виброперемещения (рисунок 5, б) S_x в зоне направляющих станка в поперечном направлении (вдоль оси X) снижаются в среднем от 2,3 раз (при сильном волнении и работающем станке одновременно с соседним оборудованием и вентиляцией) до 3,8 раз при слабом волнении и неработающем станке. Виброперемещения S_y в зоне направляющих

станка в продольном направлении (вдоль оси Y) снижаются в среднем от 1,7 раз (при сильном волнении и работающем станке одновременно с соседним оборудованием и вентиляцией) до 2,9 раз при значительном волнении и работающем станке.

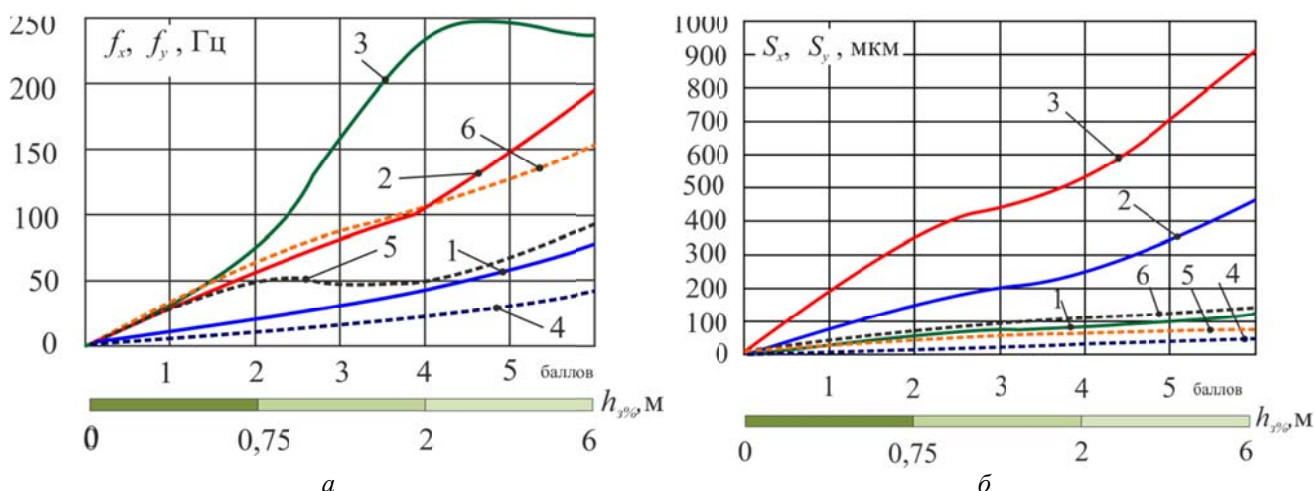


Рисунок 5 – Графики зависимостей частоты колебаний (f_x , f_y) в зоне измерения станина–фундамент (а) и амплитуды виброперемещения (S_x , S_y) на направляющих стола станка (б) при различных состояниях круглошлифовального станка от уровня волнения: 1, 4 – отключен; 2, 5 – работает; 3, 6 – работает одновременно с плоскошлифовальным станком и вентиляцией

Таблица 1 – Сравнение результатов качества поверхностей шеек валов, обработанных по базовому и достигнутому вариантам

Биение опорных шеек – Δ , мкм (базовый/достигнутый)			Шероховатость поверхности – R_a , мкм (базовый/ достигнутый)		
max	min	Дисперсия σ^2 , мкм ²	max	min	Дисперсия σ^2 , мкм ²
Слабое волнение					
0,025/0,016	0,010/0,011	6,2x10–6/0,7x10–6	0,63/0,50	0,41/0,32	1,3x10–3/0,9x10–3
0,048/0,029	0,009/0,008	4,2x10–5/1,2x10–5	0,80/0,63	0,51/0,42	2,3x10–3/1,2x10–3
Значительное волнение					
0,094/0,052	0,018/0,015	15,9x10–5/3,8x10–5	1,00/0,82	0,46/0,54	8,1x10–3/2,2x10–3
0,123/0,079	0,008/0,017	3,7x10–6/1,1x10–6	1,25/1,02	0,50/0,48	15,6x10–3/8,1x10–3
Сильное волнение					
0,124/0,069	0,020/0,014	2,9x10–6/8,4x10–5	1,6/1,25	0,50/0,52	3,3x10–2/1,5x10–2
0,162/0,097	0,023/0,018	5,4x10–4/1,7x10–4	2,0/1,58	0,63/0,62	5,2x10–2/2,6x10–2
Показатели волнистости					
Слабое волнение					
Wmax, мкм		Wz, мкм	Sw, мкм		Lw, мкм
5,6/5,1		4,8/4,2	192/169		960/845
7,2/5,8		5,3/3,9	265/211		1457,5/1170
Значительное волнение					
6,9/5,7		5,4/4,2	297/264		1782/1420
10,2/6,1		5,8/5,0	916/870		4580/4350
Сильное волнение					
15,4/7,8		9,9/6,1	574/526		3920/2530
23,8/10,2		10,6/7,4	1328/1170		6640/5850

При выполнении круглошлифовальной обработки поверхностей шеек валов получены результаты проверки качества обработанных при этом поверхностей (таблица 1).

Графики $\Delta=f(h_{3\%})$ на рисунке 6, а показывают, что разность величины отклонений формы поверхностей шеек валов ($\Delta_{\max}-\Delta_{\min}$), обработанных по базовому варианту больше, чем по достигнутому варианту с виброизолирующими опорами соответственно в среднем в 2,3 раза при работе круглошлифовального станка и неработающем внешнем оборудовании (от 1,9 – при сильном волнении, до 3 – при слабом) и в 1,82 раза – при работающем одновременно плоскошлифовальном станке и вентиляции (от 1,76 – при сильном волнении, до 1,86 – при слабом).

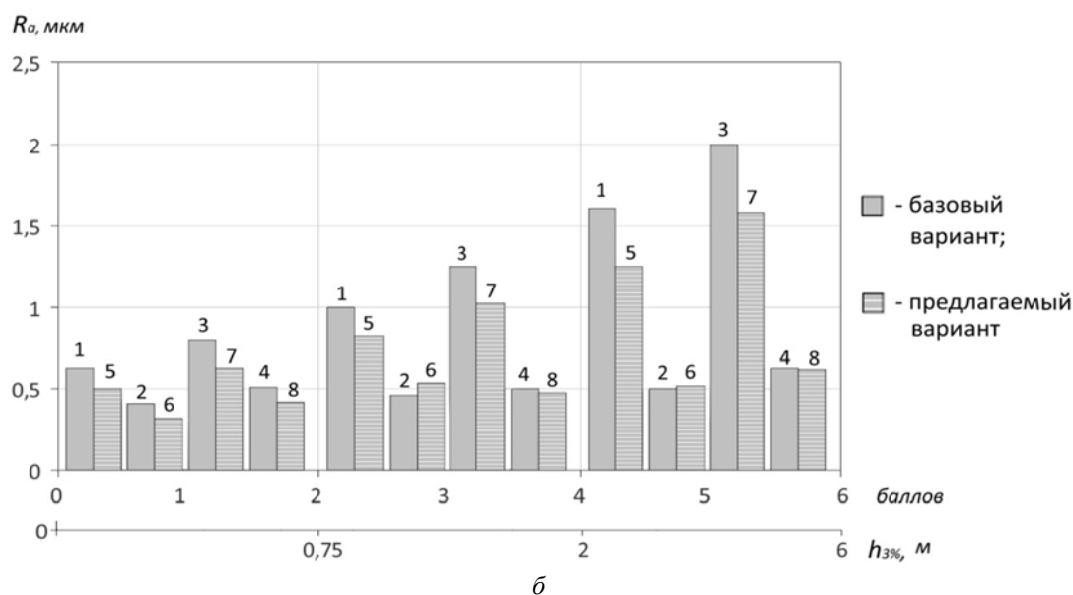
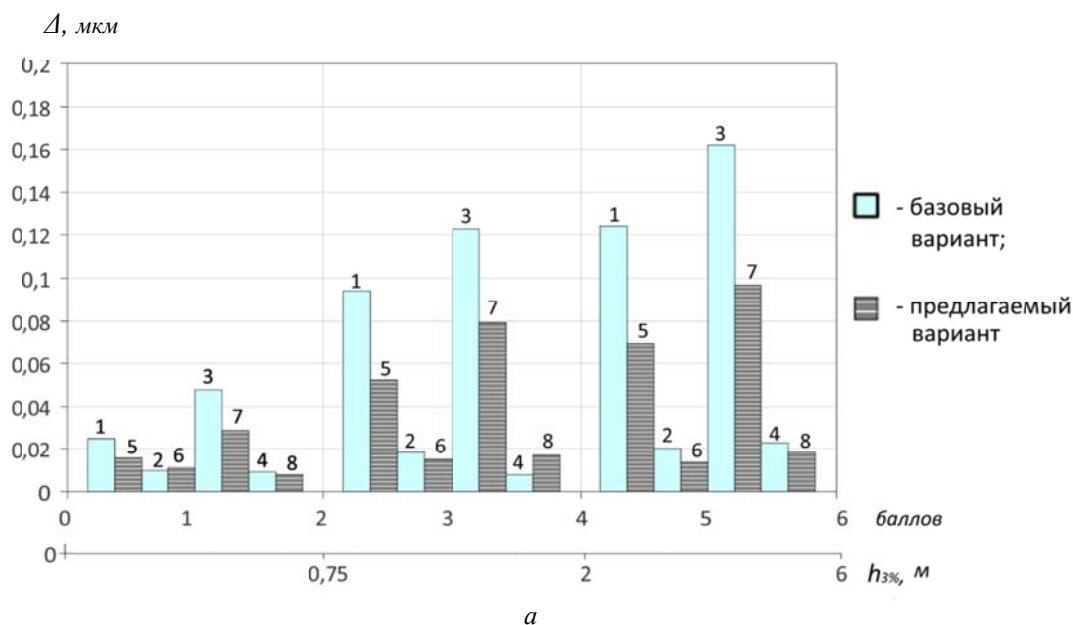


Рисунок 6 – Графики зависимостей отклонений формы $\Delta=f(h_{3\%})$ для Δ_{\max} (1, 3 – базовый, 5, 7 – достигнутый вариант) и Δ_{\min} (2, 4 – базовый, 6, 8 – достигнутый вариант) (а), а также шероховатости $R_a=f(h_{3\%})$ для $R_{a \max}$ (1, 3 – базовый, 5, 7 – достигнутый вариант) и $R_{a \min}$ (2, 4 – базовый, 6, 8 – достигнутый вариант) (б) поверхностей шеек валов от внешних воздействий и состояний круглошлифовального станка (1, 2, 5, 6 – работает; 3, 4, 7, 8 – работает одновременно с плоскошлифовальным станком и вентиляцией)

Также графики (рисунок 6, б) $R_a=f(h_{3\%})$ отклонений шероховатости для $R_{a \max}$ подтверждают повышение качества при использовании новых виброизолирующих опор в среднем в 1,25 раза (как при работе без внешнего оборудования, так и при работающем одновременно плоскошлифовальном станке и вентиляции, причем для всех уровней волнения повышение качества по показателю шероховатости примерно одинаковое – от 1,22

до 1,28 раз). Изменения показателей для $R_{a \min}$ при этом незначительны, хотя также достигнутый вариант дает уменьшение шероховатости в среднем от 1,03 раз (при работе круглошлифовального станка и неработающем внешнем оборудовании) до 1,08 раз (при работающем одновременно с плоскошлифовальным станком и вентиляцией).

Графики зависимостей $W=f(h_{3\%})$ показателей волнистости (рисунок 7, а) для W_{max} и W_z поверхностей шеек валов от внешних воздействий и состояний круглошлифовального станка, а также пример полученной профилограммы по базовому варианту (б) и с использованием новых виброизолирующих опор (в) показывают, что уменьшение волнистости W_{max} составляет в среднем от 1,39 раза (при работе круглошлифовального станка и неработающем внешнем оборудовании) до 1,75 раза (при работающем круглошлифовальном станке одновременно с плоскошлифовальным станком и вентиляцией).

Аналогично по параметру W_z уменьшение волнистости при использовании новых виброизолирующих опор составляет в среднем соответственно 1,35 раза для обработки при отсутствии работы внешнего оборудования и 1,32 раза при работающем круглошлифовальном станке одновременно с плоскошлифовальным станком и вентиляцией.

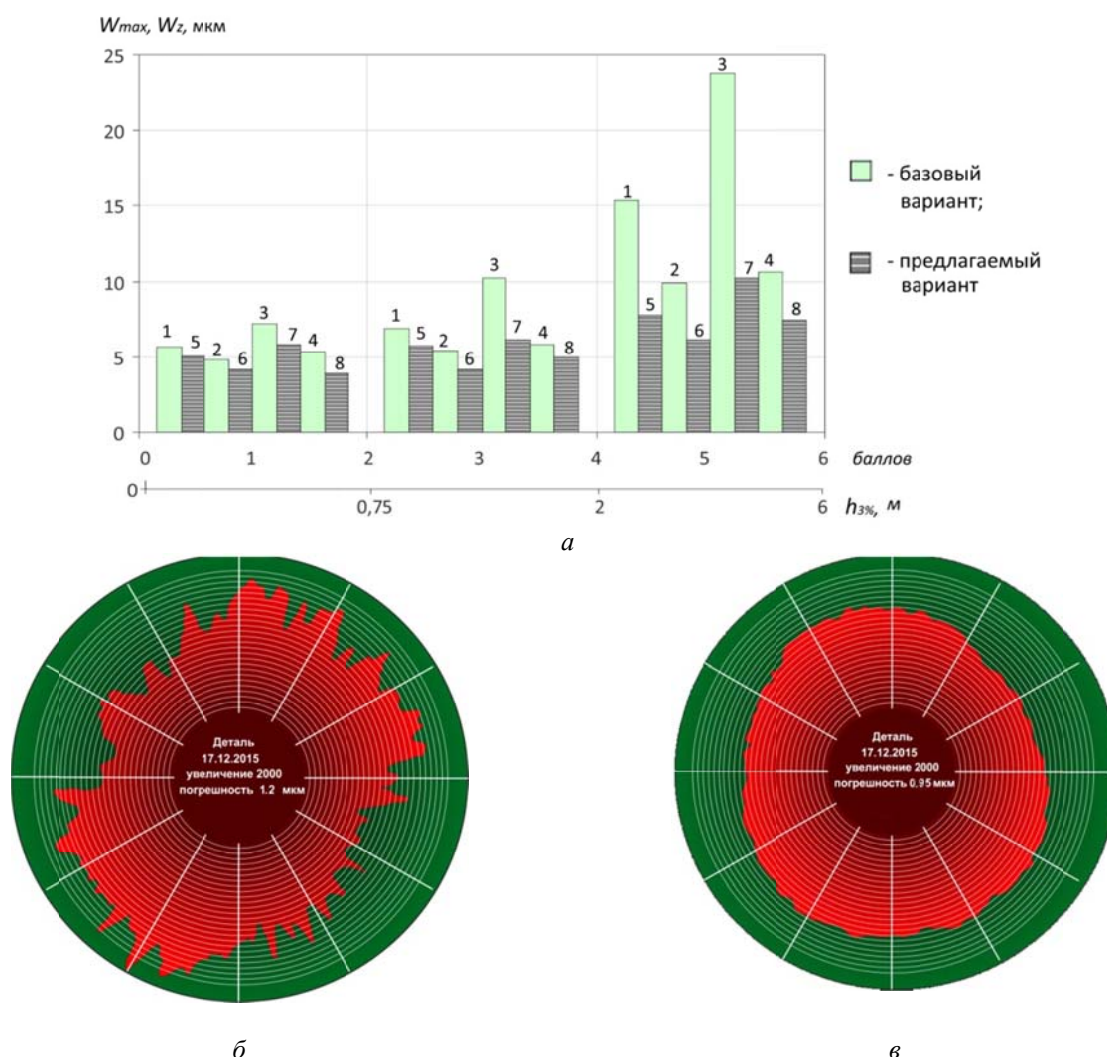


Рисунок 7 – Графики зависимостей показателей волнистости $W=f(h_{3\%})$ для W_{max} (1, 3 – базовый, 5, 7 – достигнутый вариант) и W_z (2, 4 – базовый, 6, 8 – достигнутый вариант) (а) поверхностей шеек валов от внешних воздействий и состояний круглошлифовального станка (1, 2, 5, 6 – работает; 3, 4, 7, 8 – работает одновременно с плоскошлифовальным станком и вентиляцией), а также пример полученной круглограммы по базовому варианту (б) и с использованием новых виброизолирующих опор (в)

Сравнение полученной профилограммы по базовому варианту обработки с установленным на фундамент круглошлифовальным станком (рисунок 7, б) с достигнутый вариантом при использовании новых виброизолирующих опор (в) наглядно иллюстрирует

преимущества разработанных в данной работе мероприятий и методики по синтезу рациональных вариантов виброизолирующих устройств.

Таким образом, виброизолирующие опоры (рисунок 3, б) по патенту UA 36389 в процессе проведенных испытаний подтвердили достижение поставленной цели – повышение качества шлифования при работе в условиях плавучей мастерской. Однако в представленных для испытаний образцах опор для использования их в плавучей мастерской необходимы некоторые элементы крепления, так как находящееся на палубах плавучих мастерских технологическое оборудование подвергается опасности смещения из-за отрыва основания опоры от поверхности палубы. Для этого их необходимо надежно фиксировать с помощью рычажной системы на стойке и оснащать гидроцилиндром с пружинным аккумулятором. Такие адаптированные к условиям плавучих мастерских виброизолирующие устройства (патент UA 51621) [7], созданные на базе испытанных в лабораторных условиях опор, обеспечивают повышение качества шлифовальной обработки деталей за счет снижения погрешностей их формы, уменьшения шероховатости и волнистости путем снижения уровней внешних и внутренних колебаний, гашению которых способствуют виброизолирующие опоры и пружинные аккумуляторы в гидроцилиндрах. Кроме того, возможна дальнейшая модернизация указанных устройств с целью создания систем автоматической виброзащиты и виброизоляции шлифовальных и других прецизионных станков, способных по сигналам от вибродатчиков менять демпфирующие свойства виброопор в процессе механической обработки деталей в условиях плавучих мастерских.

Заключение.

Такой подход позволил экспериментально исследовать влияние на качество деталей при шлифовальной обработке морского волнения, воздействующего на плавучее основание мастерской, выявил целесообразность использования новой виброзащитной системы станка для решения задач обеспечения динамической стабилизации процесса шлифования [1,2] и создания конструкций эффективных виброизолирующих опор и устройств. Предложенные конструкции виброизолирующих опор и устройств упрощают возможность монтажа и демонтажа технологического оборудования, способствуют повышению качества обработки деталей за счет снижения погрешностей их формы путем уменьшения внешних колебательных воздействий. Полученные результаты являются основой для дальнейших экспериментальных исследований параметров и характеристик технологической системы круглошлифовального станка в условиях плавучей мастерской [6, 7]. Кроме предложенных выше мероприятий в условиях плавучих мастерских возможно применение высокоточных станков с ЧПУ, оснащенных системами адаптивного управления, построенных на основе разработки новых моделей оптимальных систем со стохастическим регулятором процесса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Владецкая, Е.А. Обеспечение качества шлифовальной обработки путем уменьшения внешних возмущений в условиях плавучей мастерской / Е.А. Владецкая, С.М. Братан, А.О. Харченко, Д.О. Владецкий // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. – Орел: ФГБОУ ВО «ПГУ». – 2015. – № 6 (314). – С.88–103.
2. Владецкая, Е.А. Разработка формирующего фильтра, моделирующего динамику морского волнения плавучей ремонтной мастерской / Е.А. Владецкая // *Вісник СевНТУ*. – Вип.150: Машиноприладобудування та транспорт; зб. наук. пр. – Севастополь: Вид-во СевНТУ. – 2014. – С. 36–40.
3. Харченко, А.О. Повышение точности процесса круглого шлифования путем эффективной виброизоляции станка / А. Харченко, С. Братан, Е. Владецкая // *International Scientific Conference on engineering design and research of automotive vehicles and machines «SAKON08»*. – Rzeszow – Przecław, Polska, 24–27 Wrzesein. – 2008. – Р. 47–58.
4. Харченко, А.О. Реакция динамической системы на произвольный сигнал на примере станка в условиях плавучей мастерской / А. Харченко, Е. Владецкая, В.Долгин, С. Братан // *Monografie «Maszyny i procesy produkcyjne»* (Машины и производственные процессы). – Lublin, Polska: Politechnika Lubelska. – 2015. – С. 86–98.
5. Братан, С.М. Исследование надежности виброизолирующего устройства шлифовального станка / С.М. Братан, Е.А. Владецкая // *Наукоемкие технологии в машиностроении*. – Брянск: ФГБОУ ВО «БГТУ». – 2016. № 9 (63). – С. 10–15.
6. Владецкая, Е.А. Моделирование вибрационных воздействий от внешних источников при шлифовании деталей в лабораторных условиях / Е.А. Владецкая // *Вестник современных технологий: Сб. науч. трудов*. – Севастополь: СевГУ. – 2016. – Вып.4. – С. 25–34.
7. Владецкая, Е.А. Обеспечение качества деталей при шлифовании в условиях плавучих мастерских / Е.А. Владецкая // Автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.02.07 / Владецкая Екатерина Александровна. – Севастополь, 2017. – 20 с.

Владетская Екатерина Александровна
 ФГАОУ ВО «Севастопольский
 государственный университет»,
 г. Севастополь
 Кандидат технических наук,
 ассистент кафедры «Технология
 машиностроения»
 299053, г. Севастополь, ул.
 Университетская, 33
 Тел. 54-05-57
 E-mail: vladetska@rambler.ru

Братан Сергей Михайлович
 ФГАОУ ВО «Севастопольский
 государственный университет»,
 г. Севастополь
 Доктор технических наук,
 профессор, заведующий
 кафедрой «Технология
 машиностроения»
 299053, г. Севастополь, ул.
 Университетская, 33
 Тел. 54-05-57
 E-mail: serg.bratan@gmail.com

Харченко Александр Олегович
 ФГАОУ ВО «Севастопольский
 государственный университет»,
 г. Севастополь
 Кандидат технических наук,
 профессор кафедры «Технология
 машиностроения»
 299053, г. Севастополь, ул.
 Университетская, 33
 Тел. 54-05-57
 E-mail: khao@list.ru

E.A. VLADETSKAYA, S.M. BRATAN, A.O. KHARCHENKO

INCREASING THE QUALITY OF DETAILS IN THE ROUND-GRINDED TREATMENT UNDER THE CONDITIONS OF THE FLOATING WORKSHOP

Abstract. *The article describes the results of laboratory studies of the grinding processing process are given taking into account the evaluation of the quality of the surfaces of the shafts of the shafts with disturbing vibrational influences on the equipment of external forces that are the consequence of sea waves, as well as the neighboring operating equipment in a floating workshop. The changes in the error in the shape of the machined parts, the roughness of the machined surface, the waviness of the roll neck surfaces according to the basic and achieved variants are determined taking into account the use of new designs of effective vibration isolating supports and devices.*

Keywords: *floating workshop, grinding machine, grinding process, shape error, surface roughness, waviness, vibration isolating support.*

BIBLIOGRAPHY

1. Vladetskaya, Ye.A. Obespecheniye kachestva shlifovalnoy obrabotki putem umensheniya vneshnikh vozmushcheniy v usloviyakh plavuchey masterskoy/ Ye.A. Vladetskaya, S.M. Bratan, A.O. Kharchenko, D.O. Vladetskiy // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – Orel: FGBOU VO «PGU». – 2015. – № 6 (314). – S.88–103.
2. Vladetskaya, Ye.A. Razrabotka formiruyushchego filtra, modeliruyushchego dinamiku morskogo volneniya plavuchey remontnoy masterskov / Ye.A. Vladetskaya // Visnik SevNTU. – Vip.150: Mashinopriladobuduvannya ta transport; zb. nauk. pr. – Sevastopol: Vid-vo SevNTU. – 2014. – S. 36–40.
3. Kharchenko, A.O. Povysheniye tochnosti protsessa kruglogo shlifovaniya putem effektivnoy vibroizolyatsii stanka / A. Kharchenko, S. Bratan, Ye. Vladetskaya // International Scientific Conference on engineering design and research of automotive vehicles and machines «SAKON08». – Rzeszow – Przecław, Polska, 24–27 Wrzesnia. – 2008. – P. 47–58.
4. Kharchenko, A.O. Reaktsiya dinamicheskoy sistemy na proizvolnyy signal na primere stanka v usloviyakh plavuchey masterskov / A. Kharchenko, Ye. Vladetskaya, V.Dolgin, S. Bratan // Monografie «Maszyn i procesy produkcyjne» (Mashiny i proizvodstvennyye protsessy). – Lublin, Polska: Politechnika Lubelska. – 2015. – S. 86–98.
5. Bratan, S.M. Issledovaniye nadezhnosti vibroizoliruyushchego ustroystva shlifovalnogo stanka / S.M. Bratan, Ye.A. Vladetskaya, // Naukoyemkiye tekhnologii v mashinostroyenii. – Bryansk: FGBOU VO «BGTU». – 2016. № 9 (63). – S. 10–15.
6. Vladetskaya, Ye.A. Modelirovaniye vibratsionnykh vozdeystviy ot vneshnikh istochnikov pri shlifovanii detaley v laboratornykh usloviyakh / Ye.A. Vladetskaya // Vestnik sovremennykh tekhnologiy: Sb. nauch. trudov. – Sevastopol: SevGU. – 2016. – Vyp.4. – S. 25–34.
7. Vladetskaya, Ye.A. Obespecheniye kachestva detaley pri shlifovanii v usloviyakh plavuchikh masterskikh / Ye.A. Vladetskaya // Avtoreferat dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.02.07 / Vladetskaya Yekaterina Aleksandrovna. – Sevastopol, 2017. – 20 s.

Vladetskaya Ekaterina Aleksandrovna
 «Sevastopol State University»,
 Sevastopol
 Ph.D., assistant of the department
 «Technology of mechanical
 engineering»
 299053, Sevastopol,
 Universitetskaya St., 33
 Tel.: 54-05-57
 E-mail: vladetska@rambler.ru

Bratan Sergey Mikhavlovich
 «Sevastopol State University»,
 Sevastopol
 Doctor of Engineering, professor,
 head of the department
 «Technology of mechanical
 engineering»
 299053, Sevastopol,
 Universitetskaya St., 33
 Tel.: 54-05-57
 E-mail: serg.bratan@gmail.com

Kharchenko Alexander Olegovich
 «Sevastopol State University»,
 Sevastopol
 Ph.D., professor of the department
 «Technology of mechanical
 engineering»
 299053, Sevastopol,
 Universitetskaya St., 33
 Tel.: 54-05-57
 E-mail: khao@list.ru

З.А. ГОДЖАЕВ, А.Ю. ИЗМАЙЛОВ, Л.А. МИХОЛАП

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ И МАНЕВРЕННОСТИ МАЛОТОННАЖНОГО АВТОПОЕЗДА ПРИ ДВИЖЕНИИ

Аннотация. В работе рассматривается устройство управления одноосного прицепа, позволяющее повысить маневренность, надежность и безопасность движения за счёт использования автопоезда с гибкой управляемой связью в сцепном устройстве. Определены максимальные усилия в тросе, крюке дышла и управляемых элементах сцепного устройства с максимальной загрузкой прицепа и критические радиусы поворота при различных скоростях движения и коэффициентах сцепления. Выполнено математическое моделирование движения автопоезда. Устройство испытано на базе автомобиля Газель 2705 с прицепом ИАПЗ–739. Проведены натурные испытания в различных городских и полевых условиях. Описанная математическая модель, позволяющая оценить критические радиусы поворота при маневрировании, условия экстренного торможения и возможность движения задним ходом. На основании анализа сформулированы рекомендации по использованию данного устройства.

Ключевые слова: автопоезд, надежность, маневренность, безопасность, сцепное устройство, гибкая управляемая связь.

Введение.

Стремительное развитие автомобильного транспорта ставит повышенные требования по безопасной эксплуатации малотоннажных автопоездов (МАП) в сложных дорожных условиях, а также перенасыщенности городских автомагистралей.

Автопоезд представляет собой сложную техническую систему, безопасность которой определяется эксплуатационными качествами отдельных звеньев. Выход из строя одного из звеньев влечет за собой снижение безопасности движения и чаще всего приводит к тяжелым дорожно–транспортным происшествиям.

Повысить маневренность малотоннажного автопоезда в составе легкового автомобиля–тягача высокой проходимости и одноосного прицепа при перевозке нестандартных, невибростойких грузов в сложных дорожных условиях, включая движение задним ходом возможно за счет создания специального устройства в сцепке.

Маневренность автопоезда может характеризоваться согласно ГОСТ [3] следующими основными показателями:

Минимальный радиус поворота R_{min} [м],

Внешний габаритный радиус поворота R_{en} [м],

Внутренний габаритный радиус $R_{ев}$ [м], а также габаритной полосой движения и маневрированием при движении задним ходом.

В настоящее время разработано большое количество систем активной безопасности. Этими вопросами в основном занимались научные коллективы МАМИ и МАДИ [1, 2, 4, 4].

Указанные работы позволяют решить многие проблемы маневренности малотоннажных автопоездов, но характеризуются сложностью технического исполнения и не обеспечивают маневрирование при движении задним ходом.

В зарубежных странах имеются устройства, нацеленные на повышение маневренности и устойчивости малотоннажного автопоезда. Наиболее близким из устройств, удовлетворяющим сформулированным выше целям, являются конструкции, описанные в нескольких зарубежных патентах. В них предлагаются сцепные устройства автопоездов, позволяющие в той или иной мере уменьшить колебания при возникновении рыскания прицепа. В некоторых из них используются системы пружин или гидравлических демпферов, связывающих прицеп с тягачом. Этих недостатков лишена предложенная в работе [8] и экспериментально апробированная система с гибкой управляемой связью в сцепном устройстве. Эта система достаточно проста, поскольку может быть собрана в полевых условиях, обладает высокой ремонтно пригодностью и обеспечивает маневрирование при движении задним ходом [7].

Использование МАП с таким устройством необходимо для городских нужд при перевозке товаров, оборудования, вывозе различных отходов, использовании а системе МЧС, а также обслуживании строительных, промышленных и сельхоз комплексов. Высокая маневренность и эксплуатационная надежность таких МАП позволяет использовать их в условиях боевых действий и чрезвычайных ситуаций при необходимости передвижения по местности со сложным рельефом и узких городских улиц [6, 10].

Цель исследования.

Оценить условия эксплуатации малотоннажного автопоезда с гибкой связью в сцепном устройстве при критических показателях движения и выработать рекомендации, позволяющие существенно повышать его маневренность и безопасность движения.

Материалы и методы.

Многоцелевое использование МАП требует высокой эксплуатационной надежности и безопасности. В связи с этим рассмотрим движение МАП при критических условиях маневрирования. Для этого используем математическую модель [9], предложенную в работе [8].

Математическая модель движения автомобиля с прицепом записывается на основе известных уравнений движения систем твёрдых тел. При этом считается, что автомобиль и прицеп являются твёрдыми телами, совершающими пространственное движение, крепление дышла к фаркопу моделируется сферическим шарниром. С каждым из твёрдых тел, составляющих систему, связывается подвижная система отсчёта x, y, z с началом отсчёта в центре масс соответствующего тела (рисунок 1).

Поверхность дороги считается плоской. Взаимодействие колёс автомобиля и прицепа с дорогой в вертикальном направлении описывается упруго-вязкой моделью с учётом возможности потери контакта:

$$R_{\varsigma} = \begin{cases} c_R \rho_{\varsigma} + \mu_R \dot{\rho}_{\varsigma}, & \text{если } \rho_{\varsigma} > 0 \\ 0, & \text{если } \rho_{\varsigma} \leq 0 \end{cases} \quad (1)$$

где $\rho_{\varsigma}, \dot{\rho}_{\varsigma}$ – деформация и скорость точки контакта колеса относительно грунта;

c_R – коэффициент жёсткости системы колесо–дорога; μ_R – коэффициент вязкости системы колесо–дорога.

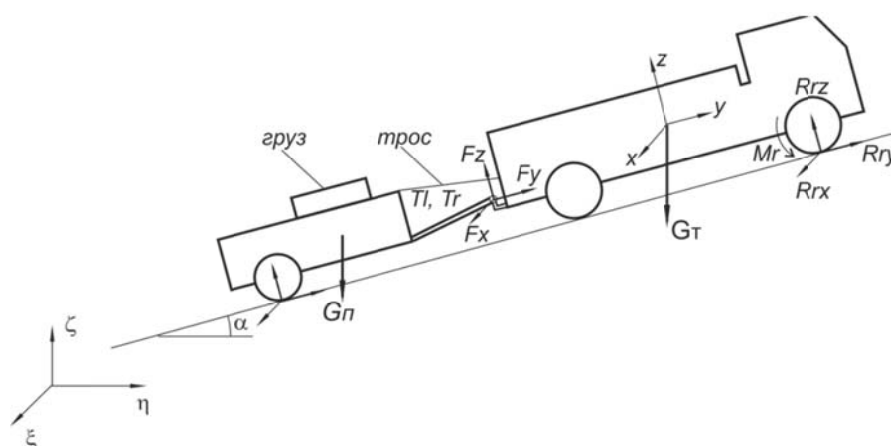


Рисунок 1 – Расчётная схема динамики движения малотоннажного автопоезда с прицепом

В качестве независимых обобщённых координат прицепа выбираются координаты его центра масс ξ, η, ζ в неподвижной системе отсчёта и корабельные углы ψ, θ, φ . Тогда уравнения динамики пространственного движения прицепа записываются в виде 12 дифференциальных уравнений первого порядка.

Шесть кинематических соотношений, связывающих первые производные от обобщённых координат и проекции линейной и угловой скоростей на оси подвижной системы отсчёта:

$$\begin{aligned} \dot{\xi} &= V_x a_{11} + V_y a_{21} + V_z a_{31} \\ \dot{\eta} &= V_x a_{12} + V_y a_{22} + V_z a_{32} \\ \dot{\zeta} &= V_x a_{13} + V_y a_{23} + V_z a_{33} \\ \dot{\psi} &= (q \cos \varphi - p \sin \varphi) / \cos \theta \\ \dot{\theta} &= p \cos \varphi - q \sin \varphi \\ \dot{\varphi} &= r + \operatorname{tg} \theta (p \sin \varphi + q \cos \varphi) \end{aligned} \quad (2)$$

где V_x, V_y, V_z, p, q, r – проекции скорости центра масс и угловой скорости твёрдого тела на оси подвижной системы координат;

$a_{11}, a_{21}, a_{31}, a_{12}, a_{22}, a_{32}, a_{13}, a_{23}, a_{33}$ – направляющие косинусы между осями подвижной и неподвижной систем отсчёта.

Шесть уравнений динамики, записанных в подвижной системе отсчёта на основе теоремы об изменении количества движения и теоремы об изменении кинетического момента:

$$\begin{aligned}
 m \left(\dot{V}_x + q \dot{V}_z - r \dot{V}_y \right) &= F_x + R_{lx} + R_{rx} + T_{lx} + T_{rx} - Ga_{12}, \\
 m \left(\dot{V}_y + r \dot{V}_x - p \dot{V}_z \right) &= F_y + R_{ly} + R_{ry} + T_{ly} + T_{ry} - Ga_{22}, \\
 m \left(\dot{V}_z + p \dot{V}_y - q \dot{V}_x \right) &= F_z + R_{lz} + R_{rz} + T_{lz} + T_{rz} - Ga_{32}, \\
 J_x p - J_{xy} q - J_{xz} r + (J_z - J_y) q r + J_{yz} (r^2 - q^2) + p (J_{xy} r - J_{xz} r) &= \\
 &= F_z y_F + R_{lz} y_{Rl} + R_{rz} y_{Rr} + T_{lz} y_{Tl} + T_{rz} y_{Tr} - \\
 &- F_y z_F - R_{ly} z_{Rl} - R_{ry} z_{Rr} - T_{ly} z_{Tl} - T_{ry} z_{Tr}, \\
 -J_{xy} \dot{p} + J_y \dot{q} - J_{yz} \dot{r} + (J_x - J_z) r p + J_{xz} (p^2 - r^2) + q (J_{yz} p - J_{xy} r) &= \\
 &= F_x z_F + R_{lx} z_{Rl} + R_{rz} z_{Rr} - T_{lx} z_{Tl} + T_{rx} z_{Tr} - \\
 &- F_z x_F + R_{lz} x_{Rl} - R_{rz} x_{Rr} - T_{lz} x_{Tl} - T_{rz} x_{Tr}, \\
 -J_{xz} \dot{p} - J_{yz} \dot{q} + J_z \dot{r} + (J_y - J_x) p q + J_{xy} (q^2 - p^2) + r (J_{yz} q - J_{xy} r) &= \\
 &= M_l + M_r + F_y x_F + R_{ly} x_{Rl} + R_{ry} x_{Rr} + T_{ly} x_{Tl} + T_{ry} x_{Tr} - \\
 &- F_x y_F - R_{lx} y_{Rl} - R_{rx} y_{Rr} - T_{lx} y_{Tl} - T_{rx} y_{Tr}
 \end{aligned} \tag{3}$$

где m_2 – масса прицепа;

$J_{x2}, J_{y2}, J_{z2}, J_{xy2}, J_{xz2}, J_{yz2}$ – компоненты тензора инерции относительно осей подвижной системы координат;

F_x, F_y, F_z – составляющие реакции F фаркопа, действующие со стороны автомобиля на прицеп;

$R_{lx}, R_{ly}, R_{lz}, R_{rx}, R_{ry}, R_{rz}$ – составляющие усилия на левом и правом колёсах прицепа соответственно;

M_l, M_r – моменты сопротивления повороту на левом и правом колёсах;

$T_{lx}, T_{ly}, T_{lz}, T_{rx}, T_{ry}, T_{rz}$ – силы натяжения троса в сцепном устройстве в проекциях на подвижные оси координат соответственно на левой и правой частях троса, действующие со стороны автомобиля на прицеп;

G_2 – сила веса прицепа;

$x_F, y_F, z_F, x_{Rl}, y_{Rl}, z_{Rl}, x_{Rr}, y_{Rr}, z_{Rr}, x_{Tl}, y_{Tl}, z_{Tl}, x_{Tr}, y_{Tr}, z_{Tr}$ – координаты точек приложения соответствующих сил в подвижной системе отсчёта, связанной с прицепом.

Поверхность дороги считается плоской. Взаимодействие колёс автомобиля и прицепа с дорогой в вертикальном направлении описывается упруго–вязкой моделью с учётом возможности потери контакта. Все элементы конструкции в данной модели считаются жесткими (недеформируемыми).

Основное диалоговое окно настройки параметров модели показано на рисунке 2. В программе предусмотрена возможность параметры системы, такие как массовые характеристики тягача и прицепа, состояния грунта (асфальт, грунт, сухая или влажная дорога и т.п.), расположение груза в прицепе, внешние воздействия (неровности или уклон дороги), тем самым давая возможность оценить качество маневрирования в различных условиях.

На рисунке 3 показан пример моделирования движения МАП задним ходом при входе в поворот с управляемым тросом в сцепном устройстве и без троса.

В результате моделирования определены критически радиусы поворота в зависимости от скорости МАП при различных состояниях дороги и различной загруженности прицепа

при движении передним и задним ходом для обычного одноосного прицепа грузоподъемности в 1 т.

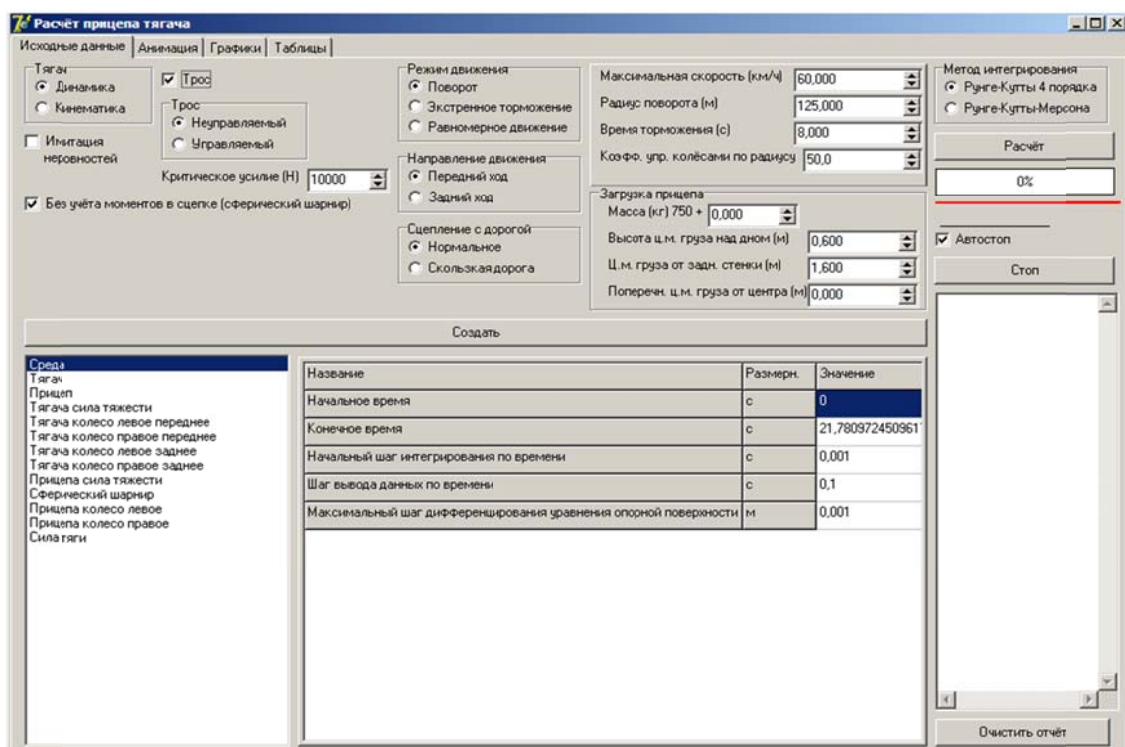


Рисунок 2 – Основное диалоговое окно программной системы для настройки параметров автопоезда

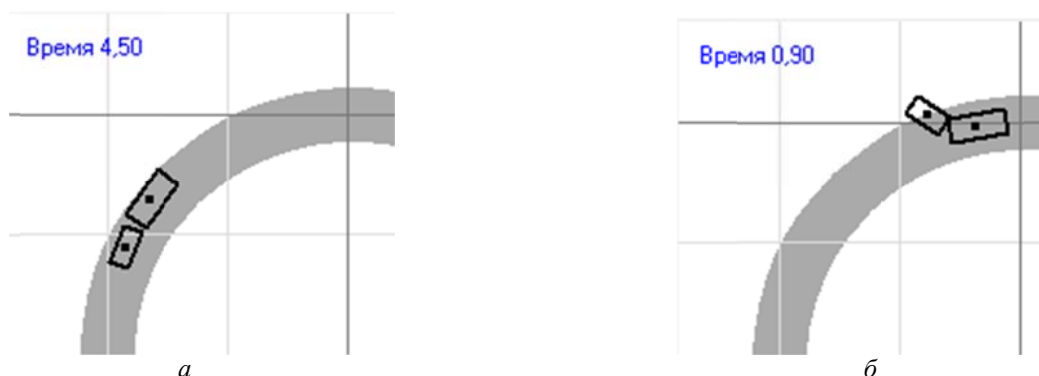


Рисунок 3 – Движение МАП с прицепом задним ходом: порожний прицеп, скорость $V=15$ км/ч; радиус поворота дороги $R=20$ м; коэффициент сцепления 0,6: а) с тросом, б) без троса

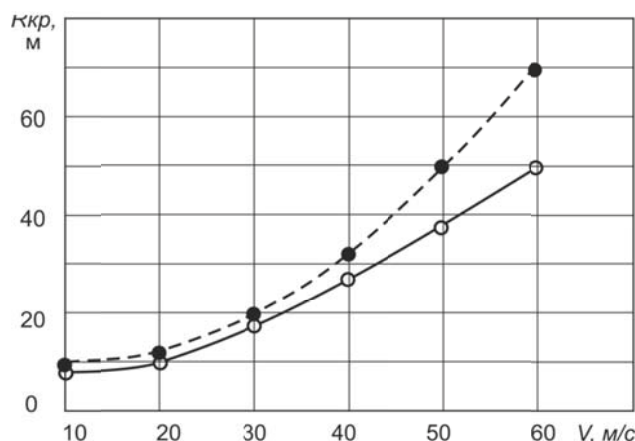


Рисунок 4 – Значения критического радиуса поворота (выше которого движение считается безопасным) для различных скоростей движения с порожним прицепом:

--- автопоезд без троса в сцепном устройстве; — автопоезд с гибкой связью в сцепном устройстве

В этой же работе была предложена конструкция с гибкой связью в сцепном устройстве, которая позволяет существенно повысить маневренность автопоезда (в том числе маневренность при движении задним ходом), тем самым повышая безопасность движения МАП.

На рисунке 4 показано сопоставление критических радиусов поворота для МАП с гибкой связью (пунктирная кривая) в сцепном устройстве и без гибкой связи для движения с порожним прицепом. Аналогичные данные получены и для движения МАП при различной загрузженности прицепа.

На рисунке 5 показано поведение автопоезда при торможении с начальной скоростью 60 км/ч (вес груза в прицепе 850 кг с боковым смещением груза 0,2 м). Угол крена и дифферента при наличии гибкой связи в сцепном устройстве всегда оставался менее 1 градуса, а сила натяжения троса при указанных параметрах составляла примерно 0,1 т. При торможении без троса наблюдается складывание автопоезда еще до завершения торможения (рисунок 5, а). На рисунке 5, б показано положение автопоезда при тех же условиях в момент полной остановки.

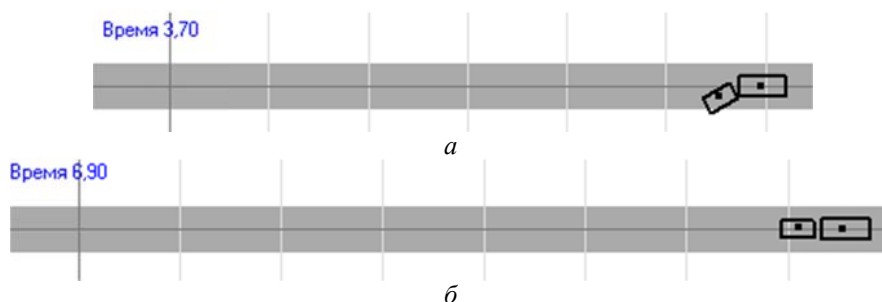


Рисунок 5 – Поведение малотоннажного автопоезда при торможении с гибкой связью в сцепном устройстве и без нее при движении передним ходом с начальной скоростью 60 км/ч (груз 850 кг, смещенный в поперечном направлении на 0,2 м): а) без троса, б) с тросом

При движении задним ходом эксперименты проводились только для автопоезда с управляемым тросом в сцепном устройстве, так как без троса устойчивого маневрирования при этом получить не удастся (практически такое маневрирование возможно только при очень малых скоростях и высокой квалификации водителя).

В этом случае, поскольку движение автопоезда рассматривалось только при небольших скоростях (до 15 км/ч), неровности дороги фактически только уменьшают коэффициент сцепления колеса с дорогой, и не оказывают влияния на возможный выезд автопоезда за пределы полосы движения за счет сил инерции при больших скоростях, которое имеет место в случае движения передним ходом.

Поэтому экспериментально замеренные значения критического радиуса маневрирования при движении задним ходом оказываются ближе к расчетным значениям, полученным при несколько меньших значениях коэффициента сцепления.

Возможности маневрирования в значительной мере обеспечиваются дополнительными усилиями в тросе, поэтому при формулировке рекомендаций о возможностях маневрирования следует использовать трос диаметром не менее 9 мм трос. Во всех рассмотренных выше случаях усилие в тросе не превосходило 3–4 т.

Поэтому в большинстве случаев использование троса типа ТК диаметром 10,5 мм с металлическим сердечником гарантированно обеспечивает безопасное маневрирование.

Показано, что при использовании в сцепном устройстве управляемого троса можно обеспечить надежное маневрирование малотоннажного автопоезда как при движении передним ходом, так и при движении задним ходом.

При движении задним ходом маневрирование МАП без троса в сцепном устройстве крайне затруднительно, в то время как с гибкой связью в сцепном устройстве возможно устойчивое маневрирование в диапазоне реальных скоростей движения (до 10 км/ч).

Результаты моделирования были экспериментально подтверждены экспериментально. Все испытания проводились согласно ГОСТ 31507–2012 [3] с порожним прицепом и с грузом 500–850 кг (соответствующим весу специзделий) на базе комплекса «Дорожная

лаборатории КП–514МП» с автомобилем Газель 2705 с одноосным прицепом грузоподъемностью 1 т.

Таблица 1 – Рекомендованные значения скоростей при движении передним ходом в зависимости от радиуса поворота для коэффициента сцепления 0,6

Скорость движения, км/ч Motion speed, km/h	Критический радиус поворота, м Critical radius of turn, m
10	15
20	20
30	25
40	40
50	60
60	90

Заключение.

В результате проведенных исследований сформулированы выводы и рекомендации по эксплуатации МАП с гибкой связью в сцепном устройстве, существенно повышающие маневренность и безопасность движения.

1. При движении автопоезда передним ходом на поворотах скорости движения не должны превышать значений, указанных в таблице 1 в зависимости от радиуса поворота. В таблице указаны значения для прицепа с грузом 850 кг; при составлении рекомендаций в соответствии с результатами натурных испытаний значения критического радиуса поворота увеличены на 10%, что гарантирует надежное маневрирование.

2. При движении задним ходом при радиусе поворота (10 –20 м) скорость не должна превышать 5–10 км/ч, но в экстремальных условиях устройство позволяет выполнять маневрирование задним ходом и при скоростях до 20 км/ч. Увеличение скорости зависит от прочности троса.

3. Рекомендуются в сцепном устройстве с гибкой связью автопоезде в соответствии с ГОСТ использовать два типа тросов диаметром 9 мм ТК со 133 проволоками с металлическим сердечником или ЛК–0 с 46 проволоками с органическим сердечником (возможно и использование других типов тросов, если они выдерживают усилия в 4,5–5 т).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гладов, Г.И. Предпосылки к разработке алгоритма для системы повышения устойчивости движения многозвенного автопоезда / Г.И. Гладов, М.П. Малиновский // 118 Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2007. N 11. С. 36–46.
2. Гладов, Г.И. Расчет дистанции сближения автотранспортных средств / Г.И. Гладов, М.П. Малиновский // Журнал Автомобильных Инженеров. 2009. N 2. С. 30–32.
3. ГОСТ 31507–2012. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. М.: Стандартинформ, 50 с.
4. Горин, Г.С. Исследования поворачиваемости трактора для построения гибридной теории поворота / Г.С. Горин, З.А. Годжаев, В.М. Головач, В.А. Кузьмин // Сельскохозяйственные машины и технологии. – 2016. – № 5. – С. 3–11.
5. Гладов, Г.И. Прогнозирование процесса продольного сближения автотранспортных средств / Г.И. Гладов, М.П. Малиновский // Автомобильная промышленность. 2009. N 9. С. 21–26.
6. Михолап, Л.А. О некоторых особенностях оснащения мобильных групп при ведении боевых действий в городских условиях / Л. А. Михолап и др. // Известия: научно технический сборник. – М. – 2015. – № 256. – ч. 1.2.
7. Михолап, Л.А. Повышение маневренности малотоннажного автопоезда при движении задним ходом / Л.А. Михолап // Грузовик. – 2016. – № 2.
8. Михолап, Л.А. Повышение маневренности малотоннажного автопоезда с одноосным прицепом при транспортировке невибрационных грузов в сложных дорожных условиях. Автореф. дисс....уч. ст. канд. техн. наук. – Волгоград. гос. техн. ун–т, 2016.
9. Малолетов А.В., Михолап Л.А., Волчков В.М., Комаров Ю.Я., Короляш В.А. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ N 2015612315 от 17 февраля 2015 г. РФ. Автоматизированная система моделирования динамики движения малотоннажного автопоезда с гибкой связью в сцепном устройстве // ВолгГТУ, 2015.
10. Годжаев, З.А. Шина сверхнизкого давления – оптимальный движитель для транспортных средств на слабонесущих грунтах / З.А. Годжаев, В.И. Котляренко, С.В. Гончаренко, В.Я. Шапиро // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 2. – С. 17–21.

Годжаев Захид Адыгезалович
ФГБНУ «Научный
агроинженерный центр ВИМ», г.
Москва, Доктор технических наук,
профессор,
109428, г. Москва, 1-й
Институтский проезд, 5,
Тел. 8-499-174-81-82
E-mail: fic51@mail.ru

Измайлов Андрей Юрьевич
ФГБНУ «Научный
агроинженерный центр ВИМ», г.
Москва, Доктор технических
наук, академик РАН,
109428, г. Москва, 1-й
Институтский проезд, 5,
Тел. 8-499-171-43-49
E-mail: vim@vim.ru

Михолап Леонид Александрович
Кандидат технических наук, 4-й
государственный межвидовой
полигон министерства обороны
Российской Федерации, 416540,
Астраханская область, г. Знаменск.

Z.A. GODZHAEV, A.Yu. IZMAILOV, L.A. MIKHOLAP

INCREASED SAFETY AND MANEUVERABILITY LOW-TONNAGE TRAINS WHEN DRIVING

Abstract. *This paper examines the control device single-axle trailer, which allows to increase the maneuverability, reliability and safety. due to the use of lorry convoy with the flexible managed connection in the coupling device. Determined effort in the rope, the drawbar hook and driven elements of the coupling device with the maximum loading of the trailer and the critical turning radii at different speeds and coefficients of adhesion. Mathematical simulation of motion of lorry convoy. The device is tested on the basis of Gazelle 2705 trailer IAPZ-739. Conducted full-scale tests in various urban and field conditions. Described mathematical model, allowing to estimate the critical turning radii for maneuvering, emergency braking conditions and the possibility of reversing. Based on the analysis, recommendations on the use of this device.*

Keywords: *low-tonnage trailer, reliability, maneuverability, safety, hitch-coupling, flexible controlled coupler.*

BIBLIOGRAPHY

1. Gladov, G.I. Predposylki k razrabotke algoritma dlya sistemy povysheniya ustoychivosti dvizheniya mnogozvennogo avtopovezda / G.I. Gladov, M.P. Malinovskiy // 118 Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. 2007.N 11. S. 36–46.
2. Gladov, G.I. Raschet distantsii sblizheniya avtotransportnykh sredstv / G.I. Gladov, M.P. Malinovskiy // Zhurnal Avtomobilnykh Inzhenerov. 2009.N 2.S.30–32.
3. GOST 31507–2012. Avtotransportnyye sredstva. Upravlyayemost i ustoychivost. Tekhnicheskiye trebovaniya. Metody ispytaniy. M.: Standartinform. 50 s.
4. Gorin, G.S. Issledovaniya povorachivayemosti traktora dlya postroyeniya gibridnov teorii povorota / G.S. Gorin, Z.A. Godzhayev, V.M. Golovach, V.A. Kuzmin // Selskokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii. – 2016. – № 5. – S. 3–11.
5. Gladov, G.I. Prognozirovaniye protsessa prodolnogo sblizheniya avtotransportnykh sredstv / G.I. Gladov, M.P. Malinovskiy // Avtomobilnaya promyshlennost. – 2009. – № 9. – S. 21–26.
6. Mikholaп, L.A. O nekotorykh osobennostyakh osnashcheniya mobilnykh grupp pri vedenii boyevykh devstviy v gorodskikh usloviyakh / L. A. Mikholaп i dr. // Izvestiya: nauchno tekhnicheskiy sbornik. – M. – 2015. – № 256. – ch.1.2.
7. Mikholaп, L.A. Povysheniye maneвrennosti malotonnazhnogo avtopovezda pri dvizhenii zadnim khodom / L.A. Mikholaп // Gruzovik. – 2016. – № 2.
8. Mikholaп, L.A. Povysheniye maneвrennosti malotonnazhnogo avtopovezda s odnoosnym pritsepom pri transportirovke neivibratsionnykh gruzov v slozhnykh dorozhnykh usloviyakh. Avtoref. diss....uch. st. kand. tekhn. nauk. – Volgograd. gos. tekhn. un–t, 2016.
9. Maloletov A.V., Mikholaп L.A., Volchkov V.M., Komarov YU.YA., Korolyash V.A. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programmy dlya EVM N 2015612315 ot 17 fevralya 2015 g. RF. Avtomatizirovannaya sistema modelirovaniya dinamiki dvizheniya malotonnazhnogo avtopovezda s gibkoy svyazyu v stepnom ustroystve // VolgGTU, 2015.
10. Godzhayev, Z.A. Shina sverkhznizkogo davleniya – optimalnyy dvizhitel dlya transportnykh sredstv na slabonesushchikh gruntakh / Z.A. Godzhayev, V.I. Kotlyarenko, S.V. Goncharenko, V.YA. Shapiro // Traktory i selkhoz mashiny. – 2014. – № 2. – S. 17–21.

Godzhaev Zakhid Adygezalovich
Federal Scientific Agricultural
Engineering Center VIM, Moscow,
Doctor of technical Sciences,
Professor,
1-st Institutskiy proezd, 5, Moscow,
109428, Russian Federation
Ph.: 8-499-174-81-82
E-mail: fic51@mail.ru

Izmaylov Andrey Yurievich
Federal Scientific Agricultural
Engineering Center VIM, Moscow,
Doctor of technical Sciences,
academicians of the Russian Academy
of Sciences,
1-st Institutskiy proezd, 5, Moscow,
109428, Russian Federation
Ph.: 8-499-171-43-49
E-mail: vim@vim.ru

Mikholaп Leonid Aleksandrovich
Cand. Sci., 4th state polygon of the
Ministry of defense, Russian
Federation, 416540, Astrakhan
region, Znamensk.

АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ГИБКОГО ПРОИЗВОДСТВЕННОГО МОДУЛЯ В АВТОМАТИЗИРОВАННОМ СУДОРЕМОНТНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Аннотация. В статье рассмотрена задача поиска оптимальной структуры гибкого производственного модуля для судоремонтного производства. Представлен алгоритм решения задачи синтеза автоматизированного участка. Надежность синтезированной структуры исследуется с помощью трехмерного размеченного графа состояний системы, что позволяет учитывать функциональную, параметрическую надежность, а также переналаживаемость всей системы.

Ключевые слова: надежность, автоматизированный участок, судоремонтное производство, гибкий производственный модуль.

Введение.

Технологические процессы в современном судоремонтном производстве, основанные на использовании взаимодействия различных физических явлений, характеризуются применением дорогостоящего оборудования, инструментов и приспособлений, стоимость которых переносится на стоимость продукции. В отдельных случаях при обработке уникальных деталей стоимость заготовок оказывается гораздо более высокой, чем затраты на ее обработку. Создание технологического процесса, обеспечивающего изготовление деталей с заданными параметрами, в случае обработки уникальных деталей свойственному судоремонтному производству, требует повышения надежности технологической системы в целом и каждого ее элемента в отдельности.

Основная часть.

Анализ литературных источников [1–5] показывает, что для оценки эффективности выбора рационального варианта автоматизированного участка судоремонтного производства (АУСП) требуется рассматривать модели, описывающие технологические процессы ремонта и восстановления элементов системы. Участок автоматизированного производства, состоящий из нескольких гибких производственных модулей, обладает всеми признаками динамических технических систем. К таким признакам относятся следующие:

- 1) модуль состоит из отдельных взаимодействующих подсистем;
- 2) состояние подсистем и модуля в целом изменяются во времени;
- 3) каждая подсистема и модуль в целом характеризуются текущим состоянием, историей развития.

В связи с этим задача синтеза оптимальной структуры участка необходимо рассматривать как задачу общей теории синтеза технических систем. В общем виде задача синтеза оптимальной системы состоит в определении принципов ее построения \tilde{P} , множества технологических элементов $\tilde{C} = \{\tilde{c}_i, i = \overline{1, n}\}$ системы, множества связей $\tilde{\chi}$ между элементами \tilde{C} и функций $\tilde{g} = (g_1, \dots, g_n)$ таких, что обеспечивается максимум показателей оптимальности g_0 , т.е.

$$(\tilde{P}, \tilde{C}, \tilde{\chi}, \tilde{g}) = \arg \max g_0(P, C, \chi, g)$$

Функция g характеризует собой производственные процессы при ремонте и восстановлении узлов и агрегатов судов. Обобщенная модель указанного производственного процесса показана на рисунке 1.

Принципы построения \tilde{P} системы (как и любого технологического оборудования) заключаются в следующем: участок судоремонтного производства представляет собой систему с открытыми границами, когда число составляющих системы и их вариантов заранее неизвестно, переход от одного варианта к другому дискретен и трудноформализуем (не может быть выражен функционально); множество вариантов может быть установлено только на основе априорной информации. Система имеет свойство терять свою функциональную

пригодность вследствие отказов его элементов; отказы случайны во времени и подчиняются вероятностным законам.

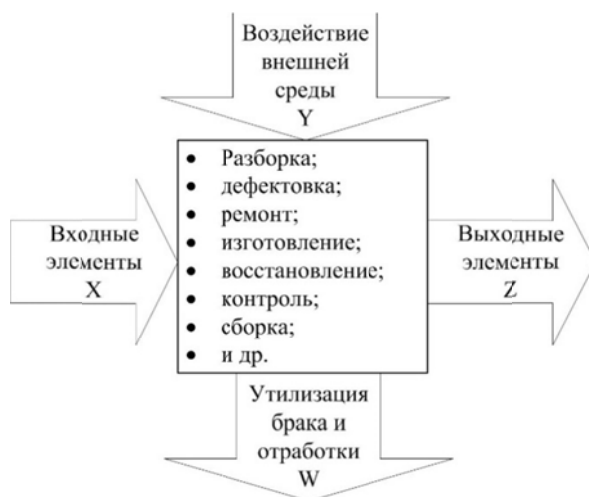


Рисунок 1 – Обобщенная модель технологического процесса ремонта и восстановления агрегатов судов

Совокупность элементов \tilde{c} представляет собой совокупность разнородных в техническом исполнении узлов, инструментов, управляющих элементов. Каждый элемент системы конструктивно может быть выполнен в различных вариантах.

Конструкция элементов в значительной степени влияет на надежность, стоимость элемента и, в конечном счете, на показатель оптимальности технической системы. По параметрам надежности и стоимости элементы системы неравноценны, методика синтеза должна выявить наиболее слабые из них с целью дальнейшего совершенствования.

Связи между элементами \tilde{x} определяются взаимным расположением элементов, их влиянием друг на друга, особенностью функционирования.

С учетом рассмотренных особенностей синтез структур может быть выполнен на основе использования методов структурной и параметрической оптимизации (синтеза) технических систем.

Общее представление об организации такой системы проиллюстрируем моделью, изображенной на рисунке 2.

Блок 1 выполняет важнейший этап работы по формированию цели системы. Она представляет собой оптимальный (согласно выбранным критериям) конечный результат, который достигается вследствие работы всех остальных блоков схемы. Блок 2 постоянно обновляет образ конечного результата, поддерживая тем самым его актуальность и перспективность. Первые три блока должны вырабатывать показатель цели управления, который может быть: техническим заданием на новое изделие; совокупностью показателей, характеризующих желаемую степень усовершенствования работы электроинструмента; одним показателем, суммирующим частные изменения к лучшему. Перспективность цели определяется тем, что ее показатель формируется без учета существующих на сегодняшний день ограничений ресурсов. Этим характеризуется осуществляемая здесь первичная оптимизация.

Оставшиеся блоки осуществляют регулирование, состоящее в том, что на вход подается установка в виде показателя цели управления, а устройство обрабатывает заданное его значение с определенными качественными характеристиками по рассогласованию и быстродействию в условиях действия помех. В соответствии с этой задачей формируется состав блоков для регулирования. В блоке 4 сравнивается образ конечного состояния с достигнутым результатом. При полном их соответствии задействуется блок 2 и начинается новый этап развития системы. Пока этого не происходит, в блоке 2 определяется разность заданного и достигнутого показателей цели, которая называется показателем качества управления. Чем он больше, тем сильнее воздействия на блок 5, в котором формируется образ действия по снижению рассогласования с учетом имеющихся ресурсов, а также оптимальная стратегия регулирования. В блоке 6 совершается основной процесс, выводящий систему на новый уровень в направлении достижения цели. Как всякий процесс, он предваряется входом и завершается выходом, на основе которого в блоке 7 формируется характеристика достигнутого состояния, а в блоке 8 производится его оценка.

При проектировании автоматизированных участков необходимо формирование множества структур гибких производственных модулей (ГПМ) с учетом возможности концентрации операций, т. е. применения широкодиапазонного высоконадежного технологического оборудования на базе многооперационных станков с ЧПУ, применения современных конструкций инструментов, приспособлений и загрузочных устройств.

При формировании множества структур ГПМ целесообразно применять аппарат морфологического анализа [7], достаточно полно разработанного для решения технических задач, в частности проектирования станков [8], их узлов и механизмов, способов формообразования и т.д.

В данном случае морфологический анализ может быть использован в качестве аппарата для формирования множества структур и оценки их вариантов по укрупненным показателям.

Для оценки вариантов оптимальных структур необходимо рассмотреть особенности возникновения отказов функционирования, то есть эксплуатационную надежность ГПМ. Каждый элемент технологической системы может иметь различные интенсивности восстановления μ , также как и различные интенсивности отказов λ , т.е. разную надежность [9]. При этом более сложный элемент при одинаковом λ может иметь меньшее значение μ (меньшую надежность). Либо при одинаковом μ большее значение λ , чем менее сложный элемент. Это необходимо учесть при выборе критериев оценки эффективности структур ГПМ.

Рассматривая ГПМ как дискретную систему, примем, что элементы подсистемы отказывают независимо друг от друга, причем каждый элемент после отказа восстанавливается. Будем считать, что исходные свойства элемента восстанавливаются полностью, а работа, отказы и восстановление одного элемента никак не влияют на надежность других элементов. Моменты отказов каждого элемента образуют процесс восстановления, причем в силу наших предположений, эти процессы независимы. Обозначим через $F_k(t)$ закон распределения времени жизни k -го технологического элемента. Предполагаем, что эти законы имеют непрерывную плотность $f_k(t)$ и существуют среднее

время жизни технологического элемента T_k и его дисперсия σ_k^2 .

Поскольку элементы в технологической системе ГПМ с точки зрения надежности соединены последовательно, то отказ любого элемента вызывает отказ всей системы. Появление отказов на одном участке времени не меняет вероятности появления какого-либо числа отказов на другом участке, не пересекающимся с первым. Из этих физических соображений следует, что при сделанных выше предположениях в потоке отказов ГПМ должно отсутствовать последствие. Кроме того, предположим, что законы распределения $F_k(t)$ имеют непрерывные плотности. Отсюда следует, что функция $H(t)$ – среднее число отказов – непрерывна и поток отказов ГПМ является ординарным, т.е. вероятность одновременного появления двух отказов ничтожно мала.

С учетом вышеприведенных доводов технологическую систему ГПМ, рассмотрим как физическую дискретную систему [10], которая может находиться в состояниях S_0, S_1, \dots, S_n . Состояние S_0 характеризует нормальное функционирование ГПМ при отсутствии каких-либо отказов. Состояния S_1, \dots, S_n характеризуется выходом из строя элементов системы вследствие потока отказов функционирования с интенсивностью $\lambda_1, \dots, \lambda_n$. При этом $\lambda_i = 1/\bar{T}_i$, где \bar{T}_i – среднее время между двумя отказами функционирования элемента, мин и определяется следующим образом:

$$\bar{T}_i = \sum_{j=1}^m \frac{t_j}{m},$$

где t_j – интервал между $(j-1)$ -м и j -м отказами;

m – число отказов функционирования соответствующего элемента.

Каждый элемент ГПМ подвергается восстановлению после отказа. Интенсивность восстановления соответственно для каждой подсистемы обозначим μ_1, \dots, μ_n , считая при этом, что время восстановления, являясь случайной величиной, подчиняется закону Пуассона:

$$\mu_i = 1/\bar{T}_i,$$

где \bar{T}_i – среднее время восстановления (ремонта) элемента, мин;

Для описания графа состояний технологической системы ГПМ (рисунок 3) обозначим вероятность её нахождения в каждом из вышеуказанных состояний P_0, P_1, \dots, P_n .

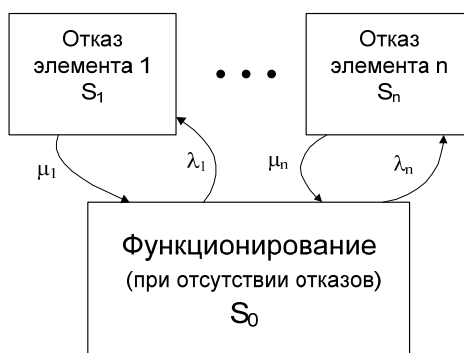


Рисунок 3 – Размеченный граф состояний технологической системы ГПМ

Состояние процесса определяется совокупностью уравнений финальных вероятностей:

$$\begin{cases} P_0(\lambda_1 + \dots + \lambda_n) = P_1\mu_1 + \dots + P_n\mu_n; \\ P_1\mu_1 = P_0\lambda_1; \\ \dots \\ P_n\mu_n = P_0\lambda_n. \end{cases} \quad (1)$$

Система (1) решается с помощью условия нормирования:

$$\sum_{i=0}^n P_i = 1.$$

В уравнениях интенсивности λ – характеризуют входящий поток – поток отказов; интенсивности μ – выходящий поток – поток восстановлений.

Из (1) определяем финальные вероятности:

$$\begin{cases} P_0 = (1 + \lambda_1/\mu_1 + \dots + \lambda_n/\mu_n)^{-1}; \\ P_1 = P_0 \lambda_1/\mu_1; \\ \dots \\ P_n = P_0 \lambda_n/\mu_n. \end{cases}$$

Решение полученной системы уравнений позволяет выявить наименее надежный элемент ГПМ.

Технологическая система ГПМ, или дискретная система, вследствие потока параметрических отказов, возникающих в результате деформация инструмента, погрешностей позиционирования загрузочного устройства, приспособления, биения шпинделя станка, изменения температуры станка и элементов устройства управления теряет работоспособность, не обеспечивая точность обработки.

Аналогично алгоритму определения наименее надежного элемента системы ГПМ, составим уравнение финальной вероятности для параметрических отказов:

$$\begin{cases} P'_0 = (1 + \lambda'_1/\mu'_1 + \dots + \lambda'_n/\mu'_n)^{-1}; \\ P'_1 = P'_0 \lambda'_1/\mu'_1; \\ \dots \\ P'_n = P'_0 \lambda'_n/\mu'_n. \end{cases},$$

где P_0, P_1, \dots, P_n – соответственно, вероятность работы ГПМ без параметрических отказов, вероятности параметрических отказов элементов ГПМ;

λ – входящий поток – потоки отказов;

μ – выходящий поток – потоки восстановлений.

В условиях автоматизированного производства каждая из подсистем может как переналаживаться в различные моменты времени, так и отказывать и восстанавливаться. С учётом принятых ранее допущений о том, что процесс переналадки модуля является случайным процессом с непрерывным временем, на восьмом этапе оценки вариантов структур следует применить математический аппарат, основанный на теоретико-вероятностном подходе.

При этом в рассмотрение должны быть введены потоки передачи управляющей информации от устройств высшего уровня к нижестоящим и потоки запросов на обслуживание, поступающие от устройств нижних уровней к вышестоящим.

Поток запросов, поступающих на обслуживание, будем называть входящим, а поток, образующийся на выходе устройств обслуживания верхнего уровня, выходящим.

Функция $\lambda(t)$, являющаяся локальной характеристикой переналаживаемости, определяет переналаживаемость подсистемы в каждый данный момент времени, т.е. вероятность того, что подсистема, прорабатывающая без переналадки до момента t , будет переналажена в последующую единицу времени (если конечно, эта единица мала). Таким образом, функция $\lambda(t)$ есть плотность условной вероятности переналадки в момент t , при условии, что до этого момента элемент не переналаживался. Данную функцию можно определить по результатам испытаний в производственных условиях. Так как подсистемы модуля проходят подготовительные мероприятия, после чего начинается их эксплуатация. для элементов ГПМ можно принять $\lambda(t) = \lambda = \text{const}$.

С учётом вышеприведенных рассуждений технологическую систему ГПМ рассмотрим как физическую дискретную систему [11], размеченный граф состояний которой представлен на рисунке 4.

Уравнения для финальных вероятностей $P_0, P_1, P_{12}, P_{13}, P_{123}$ состояний $S_0, S_1, S_{12}, S_{13}, S_{123}$ можно представить в виде системы уравнений

$$\begin{cases} P_0''\lambda_1'' = P_1''\mu_1''; \\ P_1''(\lambda_2'' + \lambda_3'' + \mu_1'') = P_0''\lambda_1'' + P_{12}''\mu_2'' + P_{13}''\mu_3''; \\ P_{12}''(\lambda_3'' + \mu_2'') = P_1''\lambda_2'' + P_{123}''\mu_3''; \\ P_{13}''\lambda_2'' + \mu_3'' = P_1''\lambda_3'' + P_{123}''\mu_2''; \\ P_{123}''\mu_3'' + \mu_2'' = P_{12}''\lambda_3'' + P_{13}''\lambda_2'' \end{cases}$$

Решение данной системы уравнений позволяет получить выражения для определения вероятностей.

Для оценки предпочтительного варианта каждого модуля автоматизированного участка при проектировании необходима выработка критерия оптимальности, учитывающего вероятности безотказной и беспереналадочной работы технологической системы модуля [12]. При этом требуется связать в единое целое показатели P_0 , P_0 и P_0 , которые получаем из уравнений, открывающих ранее приведенные графы состояний системы (рисунки 3, 4).

Для получения обобщающего критерия объединим размеченные графы состояний модуля в один пространственный граф (рисунок 5), в котором состояние $S_{0\Sigma}$ будет характеризовать безотказно–беспереналадочную работу с вероятностью $P_\Sigma = P(S_{0\Sigma})$

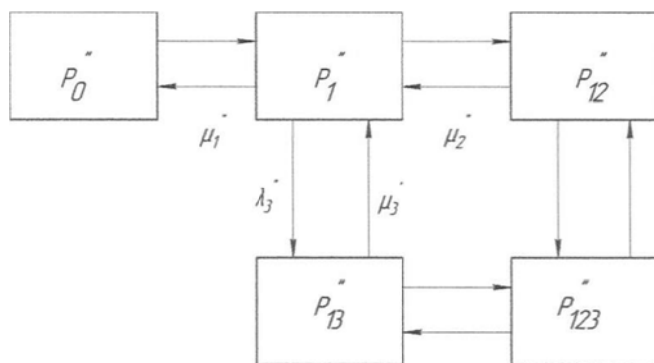


Рисунок 4 – Размеченный граф состояний технологической системы ГПМ с учетом переналадок

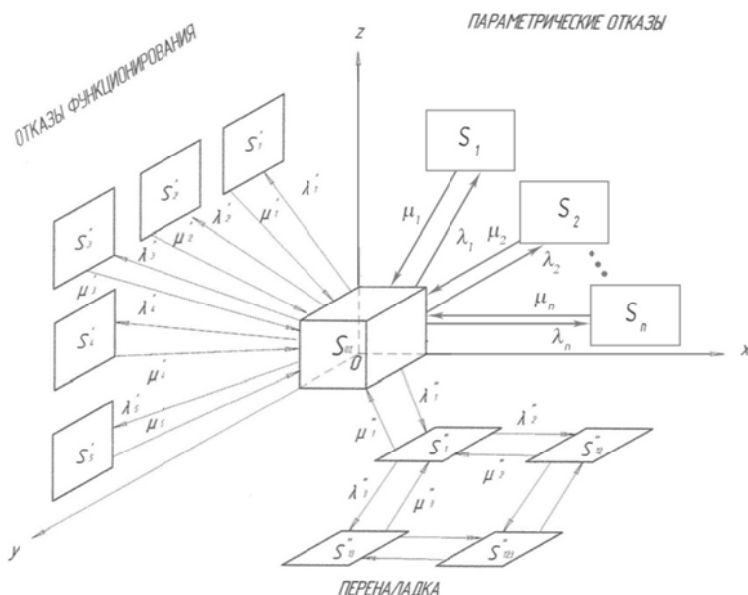


Рисунок 5 – Пространственный размеченный граф состояний ГПМ с учетом отказов и переналадки

Состояния, вызванные отказами функционирования технологической системы, изобразим в боковой плоскости YOZ, вызванные параметрическими отказами – во фронтальной плоскости XOZ, а состояния с учетом переналадок – в плоскости основания XOY.

При этом $S_{0\Sigma}$ состояние системы определяется совокупностью уравнений финальных вероятностей:

$$\begin{cases} P_{\Sigma}(\lambda_1 + \dots + \lambda_n) = P_1\mu_1 + \dots + P_n\mu_n; \\ P_1\mu_1 = P_{\Sigma}\lambda_1; \\ \dots \\ P_n\mu_n = P_{\Sigma}\lambda_n; \\ P_{\Sigma}(\lambda'_1 + \dots + \lambda'_n) = P'_1\mu'_1 + \dots + P'_n\mu'_n; \\ P'_1\mu'_1 = P_{\Sigma}\lambda'_1; \\ \dots \\ P'_n\mu'_n = P_{\Sigma}\lambda'_n; \\ P''_{\Sigma}\lambda''_1 = P''_1\mu''_1; \\ P''_1(\lambda''_2 + \lambda''_3 + \mu''_1) = P''_{\Sigma}\lambda''_1 + P''_{12}\mu''_2 + P''_{13}\mu''_3; \\ P''_{12}(\lambda''_3 + \mu''_2) = P''_1\lambda''_2 + P''_{123}\mu''_3; \\ P''_{13}\lambda''_2 + \mu''_3 = P''_1\lambda''_3 + P''_{123}\mu''_2; \\ P''_{123}\mu''_3 + \mu''_2 = P''_{12}\lambda''_3 + P''_{13}\lambda''_2 \end{cases}$$

Решение системы уравнений позволяет определить вероятность безотказно-беспеределочной работы P_{Σ} модуля, а также вероятности соответствующих состояний.

Для участка, состоящего из n модулей, обобщающий критерий $P_{\Sigma n}$, может быть определен по формуле:

$$P_{\Sigma n} = \prod_{i=1}^n P_{\Sigma i}$$

Если расчет S_{Σ} и такта выпуска для синтезированных вариантов автоматизированных участков обычно не представляет трудностей, то определение обобщающего критерия P_{Σ} требует дополнительного рассмотрения на основе экспериментальных исследований потоков их отказов и переналадки.

Заключение.

Предложенная модель позволяет достаточно полно оценить варианты ГПМ и участков на их основе, является основой для постановки машинных экспериментов, выявления слабых элементов в подсистемах, их совершенствования и проектирования системы. Для реализации модели на ЭВМ необходимо уточнение принятых алгоритмов, законов распределения случайных величин с помощью экспериментальных исследований структур модулей для изготовления деталей в судоремонтном производстве.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вентцель, Е.С. Исследование операций. Задачи, принципы, методология. / Вентцель Е.С. – М.: Наука, 1988. – 208 с.
2. Григорьян, Г.Д. Элементы надежности технологических процессов. / Григорьян Г.Д. – Киев–Одесса: Вища школа, 1984. – 214 с.
3. Решетов, Д.Н. Надежность машин: учеб. пос. для машиностр. спец. вузов / Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З.; под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Высш. шк., 1988. – 238 с.
4. Капур, К. Надежность и проектирование систем / К. Капур, Л. Ламберсон. – М.: Мир, 1980. – 174 с.
5. Колесов, Ю.Б. Моделирование систем. Динамические и гибридные системы / Ю.Б. Колесов, Ю.Б. Сеничников. – СПб: БХВ–Петербург, 2006. – 224 с.
6. Овчаров, Л.А. Прикладные задачи теории массового обслуживания / Овчаров Л.А. – М.: Машиностроение, 1969. – 368 с.
7. Одрин, В.М. Морфологический анализ систем / В.М. Одрин, С.С. Картавов. – К.: Наукова думка, 1977. – 257 с.
8. Пуш, В.Э. Оценка оптимальности решений при выборе автоматизированного оборудования / Пуш В.Э. // Станки и инструмент. – 1986. – №3. – С.3–5.
9. Афанасьев, В.Г. Методы анализа надежности и критичности отказов сложных систем. / Афанасьев В.Г. – М.: Мин–во обороны, 1992. – 100 с.
10. Харченко, А.О. Исследование надежности процесса сверления отверстий переносным электроинструментом / А.О. Харченко, В.И. Головин // International Scientific Conference on Engineering Design and Research of Automotive Vehicles and Machines Management and Marketing in Motorization SAKON'07. Rzeszow, Polska, 26–29 Wrzesein, 2007. – Rzeszow, 2007. – P. 99–106.

11. Головин, В.И. Оценка надежности электроинструмента с использованием размеченного графа состояний / Головин В.И. // Вестник СевГТУ. Оптимизация производственных процессов: сб. науч. тр. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2006. – Вып. 9. – С. 133–139.

12. Головин, В.И. Экспериментальные исследования эксплуатационной надежности подсистем электроинструмента при сверлении глубоких отверстий / В.И. Головин, А.О. Харченко // Вестник СевГТУ. Автоматизация процессов и управление: сб. науч. тр. – Севастополь, 2007. – Вып. 83. – С. 93–95.

Головин Василий Игоревич

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Приборные системы и автоматизация технологических процессов»

299000, г. Севастополь, ул. Университетская, 33

Тел. 55–00–77

E-mail: golovin@sevsu.ru

V.I. GOLOVIN

**RELIABILITY ANALYSIS OF THE ELEMENTS
OF A FLEXIBLE INDUSTRIAL MODULE
IN AUTOMATED SHIP-REPAIR MANUFACTURING**

Abstract. *The article deals with the problem of searching for the optimal structure of a flexible production module for ship repair. An algorithm for solving the problem of synthesis of an automated site is presented. The reliability of the synthesized structure is investigated using a three-dimensional placed graph of states, which allows to take into account the functional, parametric reliability, and also the readjustment of the entire system.*

Keywords: *reliability, automated site, ship repair production, flexible production module.*

BIBLIOGRAPHY

1. Venttsel Ye.S. Issledovaniye operatsiy. Zadachi, printsipy, metodologiya. / Venttsel Ye.S. – M.: Nauka, 1988. – 208 s.

2. Grigoryan G.D. Elementy nadezhnosti tekhnologicheskikh protsessov. / Grigoryan G.D. – Kiyev–Odessa: Vishcha shkola, 1984. – 214 s.

3. Reshetov D.N. Nadezhnost mashin: ucheb. pos. dlya mashinostr. spets. vuzov / Reshetov D.N., Ivanov A.S., Fadeyev V.Z.; pod red. D.N. Reshetova. – M.: Vyssh. shk., 1988. – 238 s.

4. Kapur K. Nadezhnost i proyektirovaniye sistem / K. Kapur, L. Lamberson. – M.: Mir, 1980. – 174 s.

5. Kolesov YU.B. Modelirovaniye sistem. Dinamicheskiye i gibridnyye sistemy / YU.B. Kolesov, YU.B. Senichnikov. – SPb: BKHV–Peterburg, 2006. – 224 s.

6. Ovcharov L.A. Prikladnyye zadachi teorii massovogo obsluzhivaniya / Ovcharov L.A. – M.: Mashinostroyeniye, 1969. – 368 s.

7. Odrin V.M. Morfologicheskyy analiz sistem / V.M. Odrin, S.S. Kartavov. – K.: Naukova dumka, 1977. – 257 s.

8. Push V.E. Otsenka optimalnosti resheniy pri vybere avtomatizirovannogo oborudovaniya / Push V.E. // Stanki i instrument. – 1986. – № 3. – S.3–5.

9. Afanasyev V.G. Metody analiza nadezhnosti i kritichnosti otkazov slozhnykh sistem. / Afanasyev V.G. – M.: Min–vo oborony, 1992. – 100 s.

10. Kharchenko A.O. Issledovaniye nadezhnosti protsessa sverleniya otverstiy perenosnym elektroinstrumentom / A.O. Kharchenko, V.I. Golovin // International Scientific Conference on Engineering Design and Research of Au–tomotive Vehicles and Machines Management and Marketing in Motorization SAKON'07. Rzeszow, Polska, 26–29 Wrzesnia. – 2007. – Rzeszow, 2007. – P. 99–106.

11. Golovin V.I. Otsenka nadezhnosti elektroinstrumenta s ispolzovaniyem razmechennogo grafa sostoyaniy / Golovin V.I. // Vestnik SevGTU. Optimizatsiya proizvodstvennykh protsessov: sb. nauch. tr. – Sevastopol: Izd-vo SevNTU. – 2006. – Vyp. 9. – S. 133–139.

12. Golovin V.I. Eksperimentalnyye issledovaniya ekspluatatsionnoy nadezhnosti podsystem elektroinstrumenta pri sverlenii glubokikh otverstiy / V.I. Golovin, A.O. Kharchenko // Vestnik SevGTU. Avtomatizatsiya protsessov i upravleniye: sb. nauch. tr. – Sevastopol, 2007. – Vyp. 83. – С. 93–95.

Golovin Vasily Igorevich

ФГАОУ ВО «Sevastopol State University», Sevastopol

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department «Instrument Systems and Automation of Technological Processes»

299000, Sevastopol, Universitetskaya str., 33

Tel. 55–00–77

E-mail: golovin@sevsu.ru

М.С. ДЕНИСОВ

АДАПТИВНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ЛИТЬЯ С КРИСТАЛЛИЗАЦИЕЙ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

Аннотация. Обоснован выбор системы управления процессом литья с кристаллизацией под давлением. Рассмотрена возможность использования адаптивной системы управления сложным технологическим процессом формообразования жидкого металла под давлением. Разработана математическая модель процесса, которая является эталонной. Приведена блок–схема адаптивной системы управления на основе математического моделирования и общая структура системы управления. Отмечены технические и экономические преимущества от внедрения адаптивной системы управления с эталонной моделью.

Ключевые слова: адаптивная система управления, эталонная модель, литье с кристаллизацией под давлением, математическая модель, исполнительные механизмы, адаптивный регулятор.

Введение.

В современных экономических условиях для промышленных предприятий актуальным является внедрение новых автоматизированных технологий, которые помогут обеспечить выпуск конкурентоспособной продукции с минимальными затратами. Производство деталей методом литья с кристаллизацией под давлением характеризуется экономичностью расходования металла, возможностью получать детали высокой точности с заданными физико–механическими и эксплуатационными свойствами, при обеспечении оптимальных параметров работы оборудования, в частности, за счет использования адаптивных систем управления технологическим оборудованием, достигается значительное увеличение показателей энергоэффективности производства [1–3].

На сегодняшний день значительное количество технологических процессов литья с наложением давления выполняются на гидропрессовом оборудовании, которое может быть интегрировано с адаптивными системами управления. Особенностью гидравлических прессов как машин с гидравлическим приводом является наличие в цилиндрах и трубопроводах больших объемов рабочей жидкости, вследствие чего при их работе возникают динамические процессы колебания давления жидкости в гидросистеме. Внедрение адаптивных систем управления, способных учитывать и уменьшать динамические процессы колебания, позволяет добиться энергоэффективности технологических процессов и повышения качества выпускаемой продукции [4].

Основная часть.

Получение высококачественной металлопродукции достижимо на основе контроля параметров обработки информации и принятия решений для организации управления процессом.

Модель технологического процесса литья с кристаллизацией под давлением является сложной. Ее параметры и структура из–за недостаточной априорной информации не известна, кроме того, параметры изменяются во время протекания технологического процесса, поэтому обычные системы управления не могут обеспечить качественного управления такими технологическими процессами [5].

Исходя из вышесказанного, в работе ставится задача разработки адаптивной системы управления.

Так как в данную систему управления, для изучения объекта, никаких специальных сигналов не подается, то разрабатываемая система управления является беспойсковой. Кроме того, данная адаптивная система управления будет содержать динамическую модель системы, обладающую требуемым качеством, т.е. эталонную модель (рисунок 1).

Адаптивная система управления с эталонной моделью (ЭМ), кроме основного контура, содержащего регулятор (Р) и объект (О), включает контур с ЭМ и преобразовательно–исполнительное устройство (ПИУ). Эталонная модель вырабатывает желаемый (эталонный) выходной сигнал [6].

В качестве эталонной модели выступает разработанная математическая модель в среде MATLAB с использованием пакета расширения Simulink и отображает логику работу

гидропрессового оборудования с учетом взаимосвязей узлов преобразователя и измеряемых параметров (рисунок 2).

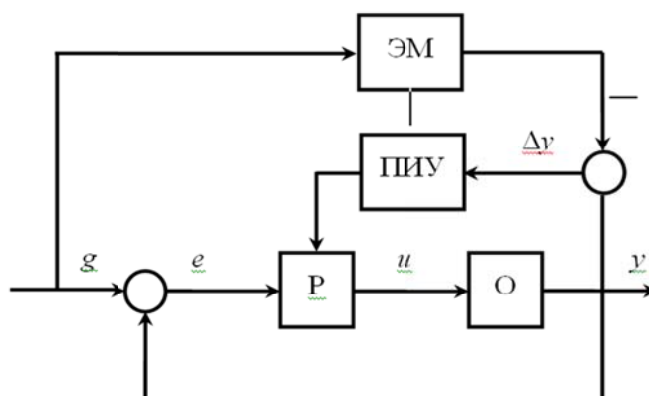


Рисунок 1 – Адаптивная система управления с эталонной моделью

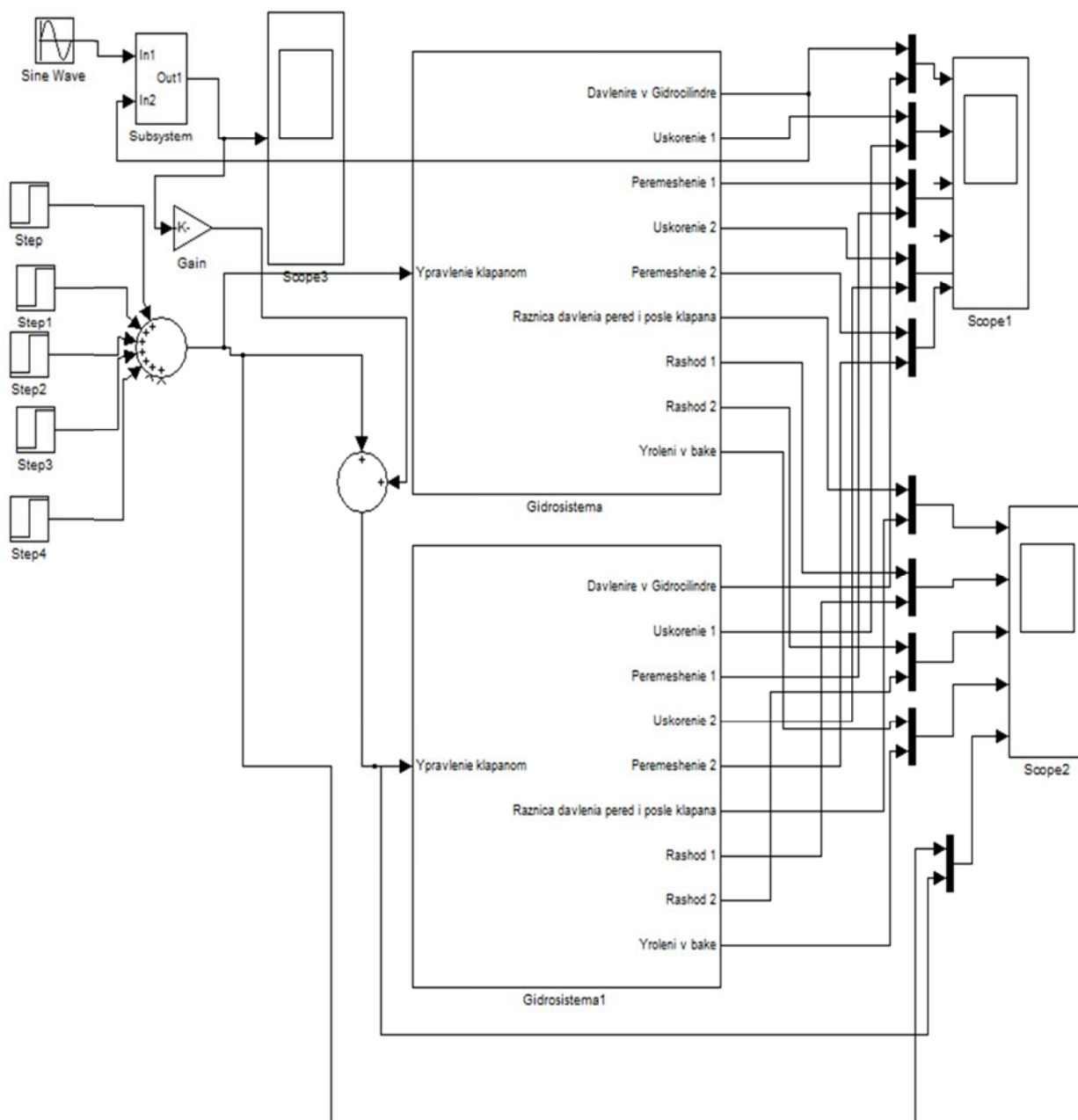


Рисунок 2 – Математическая модель процесса литья с кристаллизацией под давлением

На рисунке 2 в схеме представлены основные элементы: модель установки – источника сигналов, информация о параметрах, которые используются для определения частоты вращения гидравлического насоса; модель измерительного преобразователя, состоящая из аналого–цифрового и цифро–аналогового преобразователей, программируемого микроконтроллера, генератора тактовых импульсов и индикатора. Элементы представлены в виде подсистем.

Каждый имитированный датчик состоит из блока источника сигнала постоянной величины – Constant, который складывается с сигналом, получаемым на выходе генератора случайных колебаний – Random Number, амплитуда и частота изменения которого задается окном настройки параметров определенного блока и приблизительно соответствует диапазону возможных значений параметров конкретной установки.

Результаты моделирования можно просмотреть путем раскрытия блока Score на основной блок–диаграмме.

Блок–схема адаптивной системы управления на основе модели составленной в MATLAB представлен на рисунке 3. Система в режиме реального времени снимает информацию с датчиков давление РТ, установленных на напорной и сливной магистралях, с датчиков линейных перемещений GT, установленных на прессующих плунжерах и плите, информация через АЦП передается на компьютер, являющийся пультом оператора; ЭВМ обрабатывает информацию и сравнивает значения со значениями, полученными путем компьютерного моделирования технологического процесса. В случае, когда система обнаруживает отклонение одного из параметров технологического процесса, она выдает оператору рекомендации по оптимизации работы. Если оператор оказывается вне рабочего места, блок переключателей включает режим автоматической работы, в котором АСУ регулирует параметры технологического процесса с помощью частотного преобразователя гидравлического насоса.

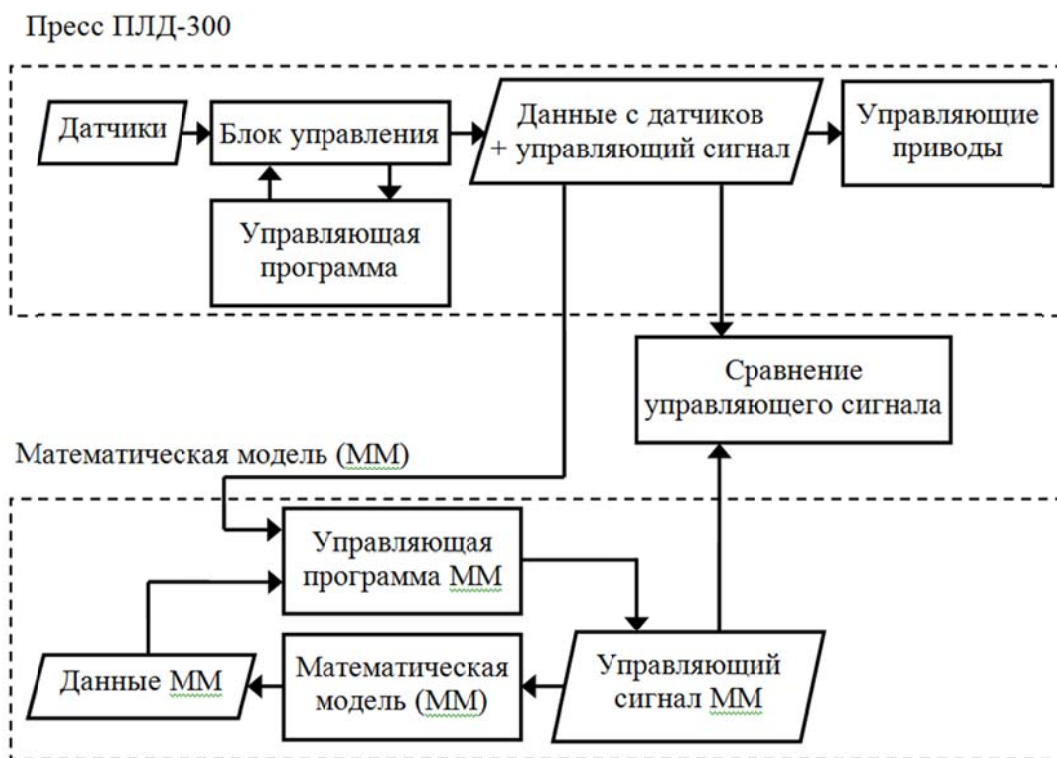


Рисунок 3 – Блок–схема адаптивной системы управления на основе математического моделирования

Таким образом, общая структура системы управления представлена на рисунке 4. В автоматическом режиме работы РС–контроллер задает начальные значения $x(t)=p_0(t), x_0(t), v_0(t)$, воздействуя на частоту вращения двигателя гидравлического насоса ω и расход жидкости, проходящей через дроссель q . Датчики, установленные на гидравлическом прессе, измеряемые параметры передают на блок самонастройки, который, сравнивая данные, полученные экспериментальным путем и путем компьютерного моделирования,

вычисляет корректирующий коэффициент $k_{кор}$, используя логический закон управления: если $|p_{эксн}| < 0,2 * |p_{мат}|$, то $k_{кор} = p_{эксн} * k_1$; где $k_1 < k_2$. Регулятор формирует управляющее воздействие $U(t)$ и передает его используемому контроллеру. В нашем случае регулятор используется совместно с адаптором и образуют адаптивный регулятор.

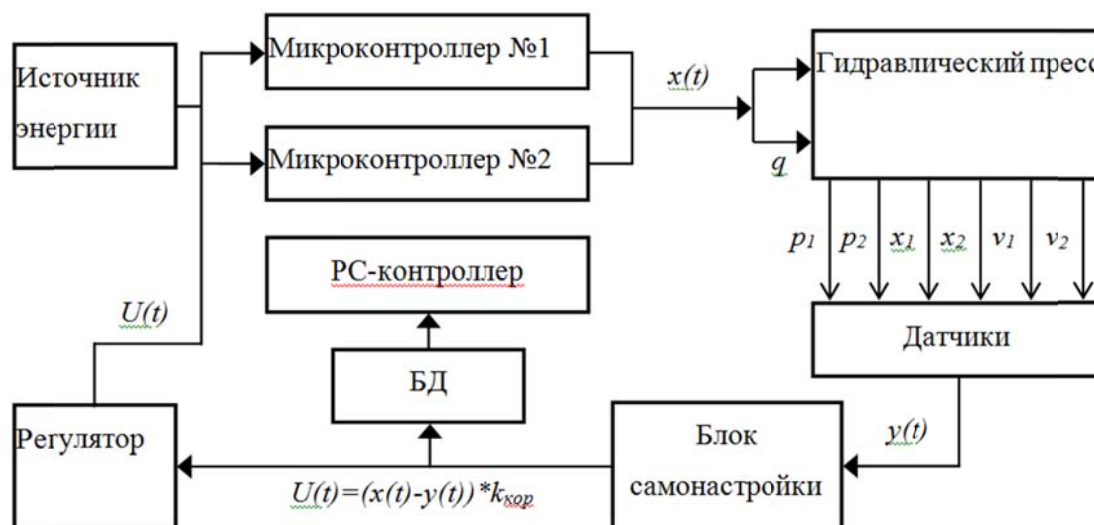


Рисунок 4 – Общая структура системы управления

Новизна системы управления заключается в разработанном принципе комбинированного управления, объединяющем принцип управления по отклонению и логический нелинейный закон управления.

При этом по принципу управления по отклонению система описывается передаточной функцией разомкнутой системы и уравнением замыкания [7,8]:

$$x(t) = g(t) - y(t)Woc(p). \quad (1)$$

Алгоритм работы системы заключен в стремлении свести ошибку $x(t)$ к нулю.

Одно из достоинств такой схемы заключается в том, что обратная связь приводит к уменьшению ошибки независимо от факторов, ее вызвавших (изменений параметров регулируемого объекта или внешних условий).

Нелинейные законы управления могут иметь иные формы, которые реализуются с помощью не функциональных, а более или менее сложных логических устройств. Назовем их логически нелинейными алгоритмами. В системе логический нелинейный алгоритм применен для экономии управляющих воздействий на объект, а также экономии расхода энергии для нужд управления [9–12].

Заключение.

Разработанная система управления технологическим процессом может быть использована для других технологических операций на гидропрессовом оборудовании. Анализ устойчивости и качества управления проектируемой системы был проведен по частотным критериям Найквиста и показал, что система устойчива и обеспечивает необходимое качество регулирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Спасский, С.М. Технологические процессы в машиностроении. Технология конструкционных материалов: лабораторный практикум / С.М. Спасский, С.А. Сингеев, А.Н. Малыхин. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 106 с.
2. Пилипенко, А.В. Адаптивная система управления нестационарным технологическим процессом формоизменения / А.В. Пилипенко // Информационные системы и технологии. – 2011. – 4/46. – С. 115–119.
3. Одинг, С.С. Адаптивное программное управление процессом обтяжки профильных заготовок из алюминиевых сплавов / С.С. Одинг, И.А. Кретов. – С.40–44.
4. Тарасик, В.П. Математическое моделирование технических систем / В.П. Тарасик / М.: Новое издание, 2013. – 584 с.
5. Третьякова, О.Н. Основы высшей математики для инженеров / Ю.В. Липовцев, О.Н. Третьякова / Вузовская книга – 2009.
6. Advanced servo control of a pneumatic actuator Thomas, Michael Brian ISBN/ISSN 9780496666591

7. Антонов, Н.В. Адаптивное управление в технических системах / Н.В. Антонов, В.А. Терехов, И.Ю. Тюкин / Учебное пособие. – СПб. Издательство С. – Петербургского Университета, 2001. – 244 с.
8. Черняков, А.А. Моделирование многомассовых гидромеханических систем / Я.А. Даршт, А.А. Черняков // Вестник машиностроения. М–ва пром–сти и энергетики РФ / Ред. журн. – 2011. – № 4. – С. 18–21.
9. Пилипенко, А.В. Исследование и модернизация математической модели работы гидропрессового оборудования / А.В. Пилипенко, В.Г. Абашин, А.П. Пилипенко // Промышленные АСУ и контроллеры. – 2013. – №8. – С. 26–33.
10. Даршт, Я.А. Имитационное моделирование гидроаппаратов / Я.А. Даршт / Международная научно–техническая конференция. «Гидромашиностроение. Настоящее и будущее»: Тезисы докладов. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – С.28–29.
11. Ким, Д.П. Теория автоматического управления. Т.2. Многомерные, нелинейные, оптимальные и адаптивные системы: Учеб. пособие. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 464 с.
12. Нестеров, А.Л. Проектирование АСУТП. Книга 1 / А.Л. Нестеров и др. / Издат.:ДЕАН – 2006.

Денисов Максим Сергеевич

Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых, г. Владимир

Аспирант, ст. преподаватель кафедры «Автоматизация технологических процессов»

E-mail: denisovmaxim90@mail.ru

M.S. DENISOV

ADAPTIVE SYSTEM OF CONTROL OF THE PROCESS OF CASTING WITH CRYSTALLIZATION UNDER PRESSURE

Abstract. *the choice of the process control system of casting with crystallization under pressure. Possibility of use of adaptive control systems of complex technological process of shaping liquid metal under pressure. The mathematical model of the process, which is the reference. The following is the block diagram of adaptive control system based on mathematical modelling and the General structure of the control system. These technical and economic advantages of implementing an adaptive control system with reference model.*

Keywords: *adaptive control system, reference model, casting with crystallization under pressure, mathematical model, actuators, adaptive controller.*

BIBLIOGRAPHY

1. Spasskiy, S.M. Tekhnologicheskkiye protsessy v mashinostroyeni. Tekhnologiya konstruksionnykh materialov: laboratornyy praktikum / S.M. Spasskiy, S.A. Singeyev, A.N. Malykhin. – Samara: Samar. gos. tekhn. un–t, 2010. – 106 s.
2. Pilipenko, A.V. Adaptivnaya sistema upravleniya nestatsionarnym tekhnologicheskim protsessom formoizmeneniya / A.V. Pilipenko // Informatsionnyye sistemy i tekhnologii. – 2011. – 4/46. – S. 115–119.
3. Oding, S.S. Adaptivnoye programmnoye upravleniye protsessom obtyazhki profilnykh zagotovok iz alyuminiyevykh splavov / S.S. Oding, I.A. Kretov. – S.40–44.
4. Tarasik, V.P. Matematicheskoye modelirovaniye tekhnicheskikh sistem / V.P. Tarasik / M.: Novoye izdaniye, 2013. – 584 s.
5. Tretyakova, O.N. Osnovy vysshey matematiki dlya inzhenerov / YU.V. Lipovtsev, O.N. Tretyakova / Vuzovskaya kniga – 2009.
6. Advanced servo control of a pneumatic actuator Thomas, Michael Brian ISBN/ISSN 9780496666591
7. Antonov, N.V. Adaptivnoye upravleniye v tekhnicheskikh sistemakh / N.V. Antonov, V.A. Terekhov, I.YU. Tyukin / Uchebnoye posobiye. – SPb. Izdatelstvo S. – Peterburgskogo Universiteta, 2001. – 244 s.
8. Chernyakov, A.A. Modelirovaniye mnogomassovykh gidromekhanicheskikh sistem / YA.A. Darsht, A.A. Chernyakov // Vestnik mashinostroyeniya. M–va prom–sti i energetiki RF / Red. zhurn. – 2011. – № 4. – S. 18–21.
9. Pilipenko, A.V. Issledovaniye i modernizatsiya matematicheskoy modeli raboty gidroressovogo oborudovaniya / A.V. Pilipenko, V.G. Abashin, A.P. Pilipenko // Promyshlennyye ASU i kontrollery. – 2013. – № 8. – S. 26–33.
10. Darsht, YA.A. Imitatsionnoye modelirovaniye gidroapparatov / YA.A. Darsht / Mezhdunarodnaya nauchno–tekhnicheskaya konferentsiya. «Gidromashinostroyeniye. Nastoyashcheye i budushcheye»: Tezisy dokladov. Moskva: MGTU im. N.E. Bauman, 2004. – S.28–29.
11. Kim, D.P. Teoriya avtomaticheskogo upravleniya. T.2. Mnogomernyye, nelineynyye, optimalnyye i adaptivnyye sistemy: Ucheb. posobive. – M.: FIZMATLIT, 2004. – 464 s.
12. Nesterov, A.L. Proyektirovaniye ASUTP. Kniga 1 / A.L. Nesterov i dr. / Izdat.:DEAN, 2006.

Denisov Maxim Sergeevich

Vladimir State University named after Alexander Grigorievich and Nikolai Grigorievich Stoletov, Vladimir Graduate student, art. The teacher of the department "Automation of technological processes"

E-mail: denisovmaxim90@mail.ru

Ю.А. ЛАВРИНЕНКО

СХЕМАТИЗИРОВАННАЯ ДИАГРАММА ДЕФОРМИРОВАНИЯ τ - γ ПРУЖИННОЙ ПРОВОЛОКИ, ПОСТРОЕННАЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ОСАДКИ ПРУЖИН

Аннотация. На основе диаграммы сдвига, построенной по результатам холодной пластической осадки пружин, а также с учетом результатов экспериментов по испытаниям проволоки на разрыв и определения модуля упрочнения при значительных деформациях построена схематизированная диаграмма деформирования проволоки 70ХГФА–Ш как для упруго–пластического тела без упрочнения.

Ключевые слова: пружины, диаграмма деформирования, пластическая осадка.

Введение.

Точность расчётов силовых и геометрических параметров пружин в пластической области в первую очередь зависит от точности построения исходной диаграммы сдвига τ - γ , где τ – касательные напряжения, МПа,

γ – сдвиговые деформации [1, 2].

Диаграммы, построенные по результатам испытаний на растяжение, не всегда приемлемы, т.к. не учитывают остаточные напряжения от изгиба, волочения и др.

Наиболее точные данные по диаграмме сдвига пружинной проволоки 70ХГФА–Ш в относительных координатах $\bar{\tau} = \frac{\tau}{\tau_s}$ и $\bar{\gamma} = \frac{\gamma}{\gamma_s}$ с учётом технологической наследственности приведены в работах [2] и [3] (рисунок 1).

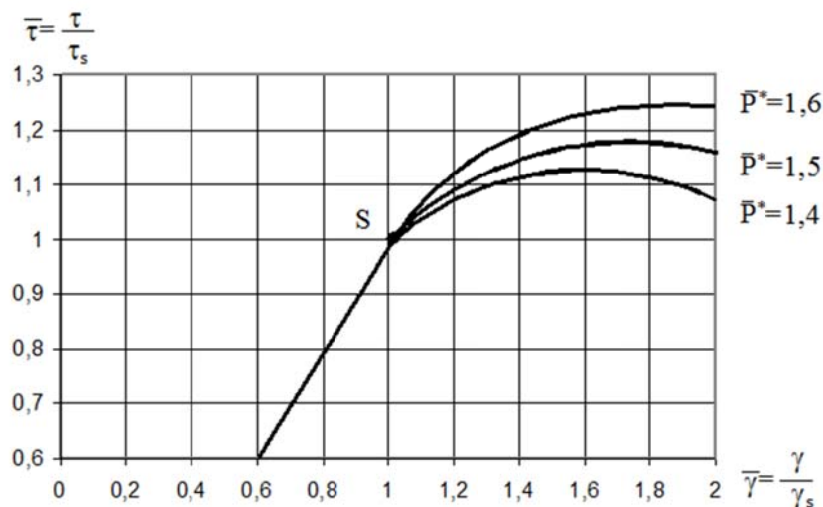


Рисунок 1 – Диаграмма сдвига $\bar{\tau} = \frac{\tau}{\tau_s}$ - $\bar{\gamma} = \frac{\gamma}{\gamma_s}$ пружинной стали

Основная часть.

Относительные касательные напряжения $\bar{\tau}$ и относительные сдвиговые деформации

$$\bar{\gamma} \text{ запишем в виде: } \bar{\tau} = \frac{\tau}{\tau_s}, \quad \bar{\gamma} = \frac{\gamma}{\gamma_s},$$

где τ_s – предел текучести при сдвиге, МПа, γ_s – сдвиговые деформации, соответствующие началу пластических деформаций.

Диаграмма получена по результатам пластической холодной осадки пружин, т.е. пересчётом начального пластического участка диаграммы $P-\lambda$ в $\tau-\gamma$ по формуле Людвига, где P – сила сжатия пружины, Н, λ – осадка пружины, мм.

Итоговая формула, связывающая $\bar{\tau} = \frac{\tau}{\tau_s}$ записывается в виде:

$$\bar{\tau} = \frac{3}{4} \left[3,41 - 2,41 \bar{P}^* + \sqrt{\left(11,63 (\bar{P}^* - 1)^2 - (\bar{\gamma} - 2,41 \bar{P}^* + 1,41)^2 \right)} \right] - \frac{(\bar{\gamma} - 2,41 \bar{P}^* + 1,41) \cdot \bar{\gamma}}{4 \sqrt{\left(11,63 (\bar{P}^* - 1)^2 - (\bar{\gamma} - 2,41 \bar{P}^* + 1,41)^2 \right)}};$$

Здесь и далее $\bar{P}^* = \frac{P^*}{P_s}$ – один из коэффициентов аппроксимации диаграммы $P-\lambda$

кривой второго порядка; P_s и P^* – сила, соответствующая началу пластических деформаций и предельная сила сжатия пружины. Построим диаграмму сдвига проволоки 70ХГФА–Ш из трёх участков: упругий, пластический криволинейный и пластический прямолинейный. Среднее значение предела прочности на разрыв $\sigma_b = 1700$ МПа. Тогда $\tau_s = k_1 \sigma_b$, где $k_1 = 0,524$ – один из коэффициентов аппроксимации диаграммы $P-\lambda$ [2]; $\tau_s = 0,524 \cdot 1700 = 890$ МПа;

$$\gamma_s = \frac{\tau_s}{G} = \frac{890}{8,07 \cdot 10^4} = 0,011$$

где G – модуль сдвига, МПа.

Таким образом, точка S конца упругого участка найдена (рисунок 2).

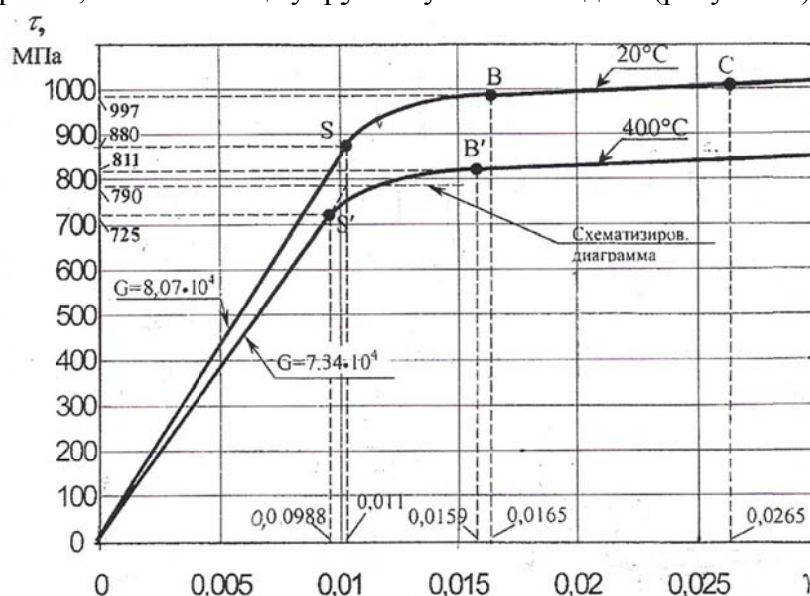


Рисунок 2 – Схематизированные диаграммы деформирования $\tau-\gamma$ проволоки из стали 70ХГФА–Ш

Вторым номинальным коэффициентом является $\bar{P}^* = 1,4$. Для 70ХГФА–Ш $\bar{P}^* = 1,4$. На рисунке 1. достоверность аппроксимации при $\bar{P}^* = 1,4$ ограничивается $\bar{\gamma} \leq 1,5$; т.е. $\gamma \leq 1,5 \gamma_s = 1,5 \cdot 0,011 = 0,0165$, т.к. напряжения при таких малых пластических

деформациях не могут уменьшаться. Их уменьшение связано с аппроксимацией начального пластического участка диаграммы $P-\lambda$ окружностью. Напряжения при $\gamma = 0,0165$, т.е. в точке «В» равны $\tau = \bar{\tau} \cdot \tau_s = 1,12 \cdot 890 = 997$ МПа, где $\bar{\tau} = 1,12$ относительные касательные напряжения при $\gamma = 1,5$. Таким образом, найдена точка «В» конца второго криволинейного пластического участка диаграммы. В основу построения третьего прямолинейного участка можно положить результаты экспериментов по испытаниям проволоки на разрыв. Модуль упрочнения при значительных пластических деформациях Π имеет малое значение и составляет $\Pi = 1500$ МПа. При сдвиговых деформациях $G = \frac{\Pi}{\sqrt{3}} = 877$ МПа. Поэтому приращение напряжений после точки «В» при дополнительной деформации $\Delta\gamma = 0,01$ будет равно $\Delta\tau = \Delta\gamma \cdot G = 0,01 \cdot 877 = 8,7$ МПа. Таким образом, определены координаты третьей точки «С» ($\gamma = 0,0265$, $\tau = 1005$ МПа). Промежуточные значения на криволинейном участке SB определяются аналогично. Очевидно, что из-за малого значения модуля упрочнения третий участок можно считать горизонтальным, но при расчетах методом конечных элементов его легко учесть.

Известно [4], что с увеличением температуры модуль упругости и предел текучести уменьшаются, причем заметное уменьшение начинается после $250...300^\circ\text{C}$. Термоосадка происходит при температуре $380...400^\circ\text{C}$. При этой температуре коэффициент уменьшения модуля сдвига составляет $K_G = 0,909$, а предела текучести $K_\tau = 0,814$.

$$\tau_s^{400} = \tau_s \cdot K_\tau = 890 \cdot 0,814 = 725 \text{ МПа},$$

$$G^{400} = G \cdot K_G = 8,07 \cdot 10^4 \cdot 0,909 = 7,34 \cdot 10^4 \text{ МПа},$$

$$\gamma_s^{400} = \frac{\tau_s^{400}}{G^{400}} = \frac{725}{7,34 \cdot 10^4} = 0,00988,$$

где τ_s^{400} , G^{400} , γ_s^{400} , предел текучести, модуль сдвига, сдвиговые деформации, соответствующие началу пластических деформаций при 400°C соответственно.

Таким образом, найдены координаты точки «S'» (рисунок 2.). Приблизённо полагаем, что второй и третий участки диаграммы деформирования можно построить, изменив масштабы по осям координат на величины K_τ и K_G соответственно (по отношению к диаграмме деформирования в холодном состоянии). Тогда координаты точки «В'»: $\tau = 997 \cdot 0,814 = 811$ МПа.

$$\gamma = \gamma_s' + (\gamma_B - \gamma_s) / K_G = 0,00988 + \frac{0,0165 - 0,011}{0,909} = 0,0159.$$

Максимальный угол сдвига при термоосадке γ_{\max} можно определить по формуле [1]

$$\gamma_{\max} = \frac{d\lambda_{\max}}{\pi n D^2} = \frac{3,6 \cdot 26}{\pi \cdot 3,95 \cdot 22,2^2} = 0,0153,$$

где d – диаметр проволоки,
 D – средний диаметр пружины,
 n – число витков,
 λ_{\max} – наибольшая осадка.

Если при таком сдвиге схематизировать диаграмму для упруго-пластического тела при 400°C , то предел текучести получается $\tau_s^{400} \approx 790$ МПа.

Выводы.

1) Модуль упрочнения при значительных пластических деформациях проволоки из стали 70ХГФАШ имеет малое значение и составляет $\Pi=1500$ МПа, при сдвиговых деформациях $G = \frac{\Pi}{\sqrt{3}} = 877$ МПа.

2) На основе диаграммы сдвига, построенной по результатам холодной пластической осадки пружин, а также с учетом результатов экспериментов по испытаниям проволоки на разрыв и определения модуля упрочнения при значительных деформациях построена схематизированная диаграмма деформирования проволоки 70ХГФА–Ш как для упруго–пластического тела без упрочнения.

3) Исходя из схематизированной диаграммы деформирования проволоки 70ХГФА–Ш предел текучести при 400°С составляет $\tau_s^{400} \approx 790$ МПа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пономарев С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов / С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева. – М.: Машиностроение, 1980. – 326 с.
2. Белков, Е.Г. Холодная навивка пружин / Е.Г. Белков. – Иркутск: Изд. Иркутского ун-та, 1987. – 96 с.
3. Белков, Е.Г. Диаграмма деформирования нетрадиционной пружинной стали 40С2А / Е.Г. Белков., В.В. Кривошапов, С.М. Вершигора, М.В. Кривошапов // Машины и технология обработки материалов давлением: Сб. науч. трудов. Челябинск: Изд. ЮУрГУ. – 1999. – С. 223–225.
4. Пономарев, С.Д. Расчеты на прочность в машиностроении / Под общей редакцией С.Д.Пономарева: В 3т. М.: Mashgiz, 1956. Т.1 974 с.
5. Лавриненко, Ю.А. Упрочнение пружин / Ю.А. Лавриненко, Е.Г. Белков, В.В. Фадеев. – Уфа: «Бизнес–Партнер». – 2002. – С. 124.

Лавриненко Юрий Андреевич

Государственный научный центр РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва

Кандидат технических наук, начальник отдела стандартизации

E-mail: lavrinenko52@mail.ru

Yu.A. LAVRINENKO

SCHEMATIZED DIAGRAM OF DEFORMATION τ – γ OF A SPRING WIRE, BUILT ON RESULTS PLASTIC FALLOUTS OF SPRINGS

Abstract. *On the basis of the diagram of change, built on results cold plastic fallouts of springs, and also taking into account the results of experiments on the tests of wire on a break and determinations of the module of work–hardening at considerable deformations the schematized diagram of deformation of wire of 70ХГФА–Ш is built as for a resiliently–plastic body without work–hardening.*

Keywords: *springs, diagram of deformation, plastic.*

BIBLIOGRAPHY

1. Ponomarev S.D. Raschet uprugikh elementov mashin i priborov / S.D. Ponomarev, L.Ye. Andreyeva. – М.: Mashinostroyeniye, 1980. – 326 s.
2. Belkov, Ye.G. Kholodnaya navivka pruzhin / Ye.G. Belkov. – Irkutsk: Izd. Irkutskogo un–ta, 1987. – 96 s.
3. Belkov, Ye.G. Diagramma deformirovaniya netraditsionnoy pruzhinnoy stali 40S2A / Ye.G. Belkov., V.V. Krivoshchapov, S.M. Vershigora, M.V. Krivoshchapov // Mashiny i tekhnologiya obrabotki materialov davleniyem: Sb. nauch. trudov. Chelyabinsk: Izd. YUUrGU. – 1999. – S. 223–225.
4. Ponomarev, S.D. Raschety na prochnost v mashinostroyenii / Pod obshchey redaktsiyey S.D.Ponomareva: V 3t. М.: Mashgiz, 1956. T.1 974 s.
5. Lavrinenko, YU.A. Uprochneniye pruzhin / YU.A. Lavrinenko, Ye.G. Belkov, V.V. Fadeyev. – Ufa: «Biznes–Partner». – 2002. – S. 124.

Lavrinenko Yuri Andreevich

State Research Center of the Russian Federation FSUE «NAMI», Moscow

Candidate of Technical Sciences, Head of Standardization Department

E-mail: lavrinenko52@mail.ru

А.В. НЕМЕНКО, М.М. НИКИТИН

ДИАГНОСТИКА ВОЗМОЖНОГО ОТКАЗА В ЭЛЕМЕНТАХ ПОДЪЕМНО – ДВИЖИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА СУДОВ С ДИНАМИЧЕСКИМ ПРИНЦИПОМ ПОДДЕРЖАНИЯ

Аннотация. Отказ в работе элементов подъемно – движительного комплекса судов с динамическим принципом поддержания представляет серьезную эксплуатационную проблему. Актуальной задачей исследований является распознавание нарастающего повреждения до наступления разрушительных последствий. В настоящей работе предложена прогнозная модель, описывающая постепенное накопление дефектов в деталях, подверженных реальным нагрузкам. Рассмотрена методика обработки показаний с датчиков контроля напряженно – деформированного состояния объекта и нахождения параметров процесса скользящего среднего, учитывающего характер изменения напряжений вследствие раскрытия усталостной трещины. Исходными данными являются временные ряды информационных значений величин, полученных с первичных преобразователей, а результатом прогноза – значение остаточного ресурса. Полученный алгоритм может использоваться в режиме реального времени.

Ключевые слова: усталостное разрушение, система диагностики, прогнозирование, остаточный ресурс.

Введение.

Специфика работы объектов с динамическим принципом поддержания определяет особые требования к их надежности. Высокие скорости их движения в сочетании с конструктивными особенностями увеличивают вероятность аварийных ситуаций, к которым могут привести повреждения рабочего комплекса, обеспечивающего подъем и движение судна и являющегося системой повышенной ответственности. В частности, повреждение элементов нагнетателя на ходу судна может привести к снижению давления в подушке под корпусом, что приведет к его опусканию на подкорпусный экран до того, как будет сброшена горизонтальная скорость, а в этом случае авария неизбежна.

Проблема прогнозирования безотказной работы агрегатов судна является актуальной задачей, и ее решению способствует применение оперативно – оценочной системы, построенной на предварительном критериальном регламенте.

Основная часть.

Элементы рабочего комплекса испытывают воздействия нагрузок различного типа. Наиболее опасными являются циклические нагружения, поскольку они при последовательно повторяющемся характере приводят к накоплению усталостных повреждений в материале объекта, что уменьшает его жизненный цикл и приводит к отказу в работе.

Напряженно – деформированное состояние элементов подъемно – движительного комплекса определяется характером деформаций, возникающих под действием нагружающих влияний.

Поле напряжений представляет собой совокупность нормальных и касательных составляющих, которые имеют автономно различный характер синхронного развития. Особенностью задачи является существенная нестационарность используемых временных рядов (величины, как правило, меняются в сторону увеличения до момента отказа [3]) в сочетании с достаточно большим требуемым горизонтом прогноза.

Поставим цель найти остаточный ресурс t_{res} как время от текущих характерных значений циклически изменяющегося нормальных или касательных напряжений до того момента, когда эти значения превысит соответствующие пределы выносливости.

Рассмотрим схему, в которой для s точек измерения собираются 2 временных ряда по каждой точке k , содержащие значения нормальных σ_k и касательных τ_k напряжений. Последовательности измеренных значений образуют временные ряды, прогноз которых позволяет оценить время допустимой работы рассматриваемого объекта.

Так как усталостное разрушение – необратимый процесс, последовательности значений $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_m$ и $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_m$, измеренных через постоянные интервалы времени Δt , не будут иметь предела в математическом смысле, а рано или поздно оборвутся при превышении очередным значением предельно допустимых нормальных или касательных напряжений вследствие разрушения конструкции. Тем не менее, те же последовательности, отсортированные в обратном порядке, $\sigma_m, \sigma_{m-1}, \dots, \sigma_1$ и $\tau_m, \tau_{m-1}, \dots, \tau_1$ могут иметь такой предел при условии, что σ_1 и τ_1 были измерены до начала процесса усталости [4].

Рассмотрим последовательность нормальных напряжений

$$\sigma_0, \sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_m. \quad (1)$$

Последовательность (1) взята в моменты времени, соответственно

$$t = 0, t = \Delta t, t = 2 \cdot \Delta t, \dots, t = m \cdot \Delta t. \quad (2)$$

Введем допущения, что значения последовательности (1) являются значениями единой функции

$$\sigma = \sigma(t), \quad (3)$$

где t – время, прошедшее с начала регистрации последовательности (1).

Полагаем, что функция (3) является аналитической, то есть, обладающей разложением в степенной ряд по меньшей мере, на интервале $t_0 \in (-\infty, 2 \cdot \Delta \cdot t \cdot m]$

$$\sigma(t) = \sum_{n=0}^{\infty} c_n \cdot (t - t_0)^n. \quad (4)$$

Вспомогательная к $\sigma(t)$ функция $u(t)$, определена соотношением

$$u(t) = \sigma\left(\frac{-t}{1+t}\right) \quad (5)$$

и имеет устранимую особенность в точке $t = -1$. Радиус сходимости R разложения (5) в степенной ряд

$$u(t) = \sum_{n=1}^{\infty} u_n \cdot t^n \quad (6)$$

удовлетворяет неравенству

$$R > 1. \quad (7)$$

Тогда, согласно [5], существует предел

$$\sigma_{-\infty} = \lim_{t \rightarrow -\infty} \sigma(t), \quad (8)$$

который может быть вычислен с помощью суммы из коэффициентов (4)

$$\sigma_{-\infty} = \lim_{m \rightarrow \infty} \sum_{n=0}^m (-1)^n \cdot \binom{m}{n} \cdot c_n. \quad (9)$$

Данная сумма при принятых допущениях будет сходящейся при всех наборах коэффициентов с радиусом сходимости в пределах интервала аналитичности функции (3).

Этот предел и формулу (9) используем для прогнозирования следующих m значений последовательности (1). Считая средние значения напряжений на стационарном режиме работы установки до развития усталости в её элементах изменяющимися в незначительных пределах, получим

$$\sigma_{-\infty} \approx \sigma_0. \quad (10)$$

Из (9) следует, что сумма, содержащая коэффициенты разложения (3) в степенной ряд при неограниченном увеличении окна прогнозирования m в пределе будет равной значению (10) вне зависимости от используемых коэффициентов.

Выразив коэффициенты (4) через значения (1) и учитывая постоянство суммы (9), учитывая эти коэффициенты, составим систему алгебраических уравнений, позволяющих рекуррентно определить следующие m значений последовательности (1).

Используем непосредственно формулу Тейлора

$$c_n = \frac{1}{n!} \frac{\partial^n \sigma(t_0)}{\partial t^n}, \quad (11)$$

где t_0 – любое значение, принадлежащее последовательности (2).

Разностная схема нахождения производных имеет вид:

$$\begin{cases} \sigma(t_0) - \text{задается} \\ \sigma'(t_0) = \frac{\sigma(t_0 + \Delta t) - \sigma(t_0)}{\Delta t} \\ \sigma''(t_0) = \frac{\sigma'(t_0 + \Delta t) - \sigma'(t_0)}{\Delta t} \\ \dots\dots\dots \\ \sigma^{(n)}(t_0) = \frac{\sigma^{(n-1)}(t_0 + \Delta t) - \sigma^{(n-1)}(t_0)}{\Delta t} \end{cases} \quad (12)$$

Учитывая (12), (11) и (1), выразим коэффициенты (4) в виде единой формулы

$$c_n = \frac{(-1)^n}{n! \Delta t^n} \cdot \sum_{i=0}^n (-1)^i \cdot \binom{n}{i} \cdot \sigma_i. \quad (13)$$

Учитывая (13), (9) и (10), получим соотношение для достаточно большого окна m последовательности (1)

$$\sum_{n=0}^m \frac{1}{n! \Delta t^n} \cdot \binom{m}{n} \cdot \sum_{i=0}^n (-1)^i \cdot \binom{n}{i} \cdot \sigma_{i+k} \approx \sigma_0, \quad (14)$$

где k – произвольное положительное целое число $k \in \{0, \dots, m\}$.

Преобразовав (14) к виду, где каждое значение последовательности (1) встречается только один раз, запишем:

$$\sum_{i=0}^m \sigma_{i+k} (-1)^i \cdot \sum_{n=i}^m \frac{1}{n! \Delta t^n} \cdot \binom{m}{n} \cdot \binom{n}{i} \approx \sigma_0, \quad (15)$$

что при замене приближенного равенства точным соответствует процессу скользящего среднего

$$\sum_{i=0}^m \sigma_{i+k} \cdot a_i = S \quad (16)$$

относительно временного ряда (1) с окном прогнозирования величиной $(m+1)$ удерживаемых значений, средним $S = \sigma_0$ и коэффициентами

$$a_i = (-1)^i \cdot \sum_{n=i}^m \frac{1}{n! \Delta t^n} \cdot \binom{m}{n} \cdot \binom{n}{i}. \quad (17)$$

Собственно прогноз, как и для любой другой модели скользящего среднего [6], включает вычисление следующего значения ряда по m предыдущим. Так, значение σ_{m+k+1} может быть найдено при известных $\sigma_{k+1}, \dots, \sigma_{m+k}$ по формуле

$$\sigma_{m+k+1} = \frac{1}{a_m} \cdot \left(\sigma_0 - \sum_{i=0}^{m-1} a_i \cdot \sigma_{i+k+1} \right). \quad (18)$$

При сдвиге окна прогнозирования в сторону возрастания времени и использовании найденного значения находится σ_{m+k+2} , и так далее, до σ_{2m} .

Применимость алгоритма к данному значению следует из предложенных допущений.

Практически же процесс рекуррентного вычисления прогнозных значений следует продолжать пока очередное значение σ_{m+j} не превысит допустимое нормальное напряжение. Соответственно, если последнее измеренное значение имело индекс m , то оставшийся ресурс в единицах времени шага Δt может быть оценен с помощью неравенства

$$(j-1) \cdot \Delta t < t_{res} < j \cdot \Delta t. \quad (19)$$

Те же соображения остаются в силе и для второго ряда – ряда касательных напряжений, и для рядов, полученных обработкой сигнала с остальных датчиков. Результирующий ресурс выбирается как наименьшее значение, которое и используется для выработки управляющего воздействия с учетом факторов безопасности судоходства.

Заключение.

В настоящей работе предложен метод оценки остаточного ресурса времени до наступления возможного отказа критичных элементов подъемно – движительного комплекса судна с динамическим принципом поддержания. Для решения задачи учитывается, что с качественной стороны деформация поля нормальных и касательных напряжений представляет собой ограниченный во времени процесс, завершающийся, когда текущие значения его компонентов превышают предел выносливости материала детали.

На последнем этапе усталостного повреждения, перед окончательным разрушением, происходит резкое изменение поля напряжений, что можно установить с помощью контроллеров и избежать аварийной ситуации.

Заключение.

Построена модель скользящего среднего (16), которая учитывает его асимптотический характер и служит для прогноза новых значений последовательности. При этом введены допущения об условной неограниченности процесса повреждаемости в отрицательном

направлении времени (асимптотическим пределом в этом случае является уровень напряжений при нормальной работе).

Остаточный ресурс времени, которым система или оператор могут располагать для принятия такого решения, в первом приближении может быть оценен по формуле (19).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Yun, L. Theory and design of air-cushion craft./L.Yun, A. Bliaut – Elsevier, 2000 – 647 p.
2. Nicholas, T. High cycle fatigue. A mechanics of materials perspective /T. Nicholas – Elsevier, 2006. – 656 p.
3. Lee, Y. –L. Fatigue testing and analysis. Theory and practice./Y. –L. Lee, J. Pan, R. Hathaway, M. Barkey – Elsevier, 2004. – 416 p.
4. Неменко, А.В. Экстраполяция кривой выносливости за пределы диапазона измерений/ А.В. Неменко, М.М. Никитин // Вестник СевНТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: сб. науч. тр. – Севастополь. – 2010. – вып. 110. – С. 288 – 290.
5. Неменко, А.В. Прогнозная оценка выносливости конструкционных материалов при циклическом нагружении // Фундаментальные проблемы техники и технологии. – Орел. – 2015. – № 5(313). – С. 11 – 23.
6. Diebold, F. Elements of forecasting. 2–nd edition/F. Diebold – Cincinnati: South–Western, 2001. – 392 p.

Неменко Александра Васильевна

ФГАОУ «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь,
Кандидат технических наук, доцент кафедры
«Техническая механика и машиноведение»
299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33
Тел. +79788330519
E-mail: valesan@list.ru

Никитин Михаил Михайлович

ФГАОУ «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь,
Аспирант
299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33
Тел. +79780621579
E-mail: m.nikitin.1979@gmail.com

A.V. NEMENKO, M.M. NIKITIN

DIAGNOSIS OF A POSSIBLE REFUSAL OF ELEMENTS LIFTING COMPLEX VESSELS WITH DYNAMIC PRINCIPLE OF MAINTAINING

Abstract. *The failure elements affecting the conveying complex vessels with dynamic principle of maintenance is a serious operational problem. Urgent research is recognizing the growing damage before the devastating consequences. In this paper, we proposed a forecast model that describes the gradual accumulation of defects in detail, exposed the real loads. The method of processing statements stress sensors–strain State of the object and find a moving average process parameters, taking into account the nature of the change movement as a result of the disclosure of the fatigue crack. The source data are time series of information values values derived from primary converters, and the result is the value prediction of residual life. The resulting algorithm can be used in real time.*

Keywords: *axial–type compressor, destruction, diagnostics system, forecasting, time to failure.*

BIBLIOGRAPHY

1. Yun, L. Theory and design of air-cushion craft./L.Yun, A. Bliaut – Elsevier, 2000 – 647 p.
2. Nicholas, T. High cycle fatigue. A mechanics of materials perspective /T. Nicholas – Elsevier, 2006. – 656 p.
3. Lee, Y. –L. Fatigue testing and analysis. Theory and practice./Y. –L. Lee, J. Pan, R. Hathaway, M. Barkey – Elsevier, 2004. – 416 p.
4. Nemenko, A.V. Ekstrapolyatsiya krivoy vynoslivosti za predely diapazona izmereniy/ A.V. Nemenko, M.M. Nikitin // Vestnik SevNTU. Ser. Mekhanika, energetika, ekologiya: sb. nauch. tr. – Sevastopol. – 2010. – vyp. 110. – S. 288 – 290.
5. Nemenko, A.V. Prognoznaya otsenka vynoslivosti konstruktsionnykh materialov pri tsiklicheskom nagruzhении // Fundamentalnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – Orel. – 2015. – № 5(313). – S. 11 – 23.
6. Diebold, F. Elements of forecasting. 2–nd edition/F. Diebold – Cincinnati: South–Western, 2001. – 392 p.

Nemenko Aleksandra Vasilyevna

Federal State Autonomous Educational Foundation
«Sevastopol State University», Sevastopol,
Ph.D., assistant professor of chair «Technical Mechanics
and Machine Theory»
299053, Sevastopol, ul. Universitetskaya, 33
Ph.: +79788330519
E-mail: valesan@list.ru

Nikitin Mikhail Mikhailovich

Federal State Autonomous Educational Foundation
«Sevastopol State University», Sevastopol,
Post-graduate student
299053, Sevastopol, ul. Universitetskaya, 33
Ph.: +79780621579
E-mail: m.nikitin.1979@gmail.com

С.Ю. РАДЧЕНКО, Д.О. ДОРОХОВ, И.М. ГРЯДУНОВ

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МИКРОТВЕРДОСТИ ПО СЕЧЕНИЮ ИЗДЕЛИЙ ПРИ УПРОЧНЕНИИ В УСЛОВИЯХ КОМПЛЕКСНОГО ЛОКАЛЬНОГО НАГРУЖЕНИЯ

Аннотация. Рассмотрен процесс деформационного упрочнения в условиях комплексного локального нагружения очага деформации. Приведены экспериментальные данные обработки втулки из бронзового сплава. Показаны преимущества деформации в условиях комплексного локального нагружения перед другими методами упрочнения. На основе фундаментального закона обратных квадратов, феноменологического анализа процесса, анализа экспериментальных данных выведен общий закон распределения микротвердости по сечению изделий.

Ключевые слова: деформационное упрочнение, градиентные структуры, комплексное локальное нагружение, закон обратных квадратов.

Введение.

Широко распространены различные технологии упрочнения деталей машин: от нанесения покрытий до формирования наноструктур [1–6]. Одной из новых технологий является технология деформационного упрочнения, основанная на комплексном нагружении локального очага деформации (упрочняющее КЛН–деформирование), которая позволяет формировать градиентные от поверхности изделия субмикро– и нанокристаллические структуры материала [4, 5].

В качестве показателей оценки результатов применения различных способов упрочнения можно предложить следующие величины – степень наклепа (упрочнения) ΔH_μ и градиент наклепа (упрочнения) $\Delta H_{\mu h}$, которые определяются как:

$$\Delta H_\mu = \frac{H_\mu - H_{\mu 0}}{H_{\mu 0}} 100\%, \quad (1)$$

$$\Delta H_{\mu h} = \frac{H_\mu - H_{\mu 0}}{h_\mu} 100\%, \quad (2)$$

где H_μ – микротвердость металла после упрочнения,

$H_{\mu 0}$ – исходная микротвердость;

h_μ – глубина упрочнения.

Принципиально, показатели H_μ и h_μ можно применить для оценки всех методов и способов упрочнения, так как их конечной целью является улучшение эксплуатационных характеристик деталей машин. Таким образом, для определения характеристик (1) и (2) необходимо измерить максимальную микротвердость обработанного изделия (практически это твердость поверхностных и ближайших приповерхностных слоев) и глубину упрочнения, что инструментально не представляет сложности.

Основная часть.

Одна из возможных схем упрочняющего КЛН–деформирования представлена на рисунке 1. Процесс формирования упрочненной структуры идет за счет внедрения кольцевого выступа в металл заготовки при его винтовом перемещении в результате возвратно–поступательного перемещения ролика (поз. 1 рисунок 3) в осевом направлении, что отчасти воспроизводит признак группы технологий, относящихся к поверхностному пластическому деформированию (ППД) – обкатку роликами или шариками. Однако, последние позволяют эффективно осуществить только 1 – 3 прохода до начала разрушения поверхностного слоя, в то время как в процессах упрочняющего КЛН–деформирования подобное ограничение отсутствует. Это достигается тем, что ролики (поз. 5 рисунок 1) «заглаживают» сделанную инструментом (поз. 6 рисунок 1) канавку и параллельно создают квазигидростатическое давление на втулку в целом. При реализации КЛН–деформирования в

очаге деформации возникают: радиальные сжимающие напряжения вследствие сжатия металла между кольцевым выступом и оправкой (поз. 4 рисунок 1), на которую установлена заготовка (поз. 1 рисунок 1); осевые сжимающие напряжения, так как при внедрении кольцевого выступа в металл заготовки происходит пластическое истечение металла в стороны от выступа в осевом направлении, чему препятствуют недеформируемые участки заготовки и фиксация торцов заготовки упором (поз. 2 рисунок 1) и прижимом (поз. 3 рисунок 1) (в данной схеме возможно также приложение активной осевой нагрузки для увеличения гидростатической составляющей напряженного состояния в очаге деформации); тангенциальные сжимающие напряжения за счет сопротивления недеформируемых участков заготовки смещению металла в тангенциальном направлении в процессе обкатки [1–15].

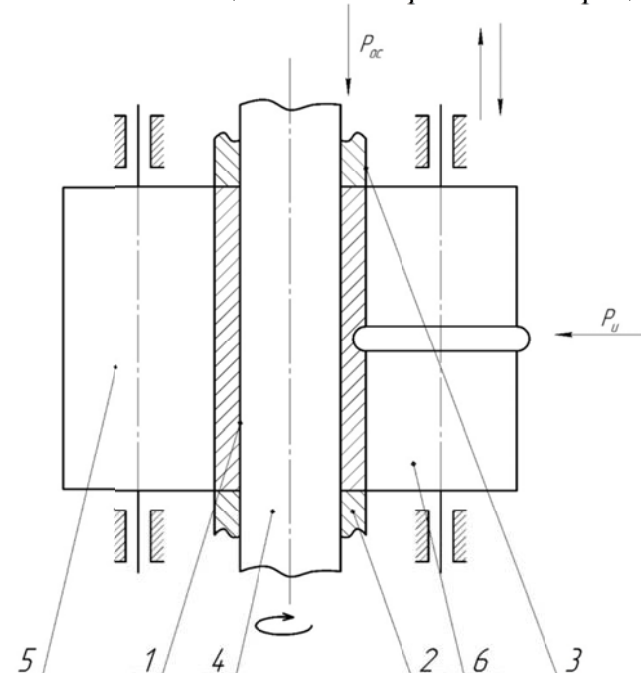


Рисунок 1 – Способ получения металлических втулок с градиентной субмикро- и нанокристаллическим состоянием материала: 1 – заготовка, 2 – упор, 3 – прижим, 4 – оправка, 5, 6 – ролики

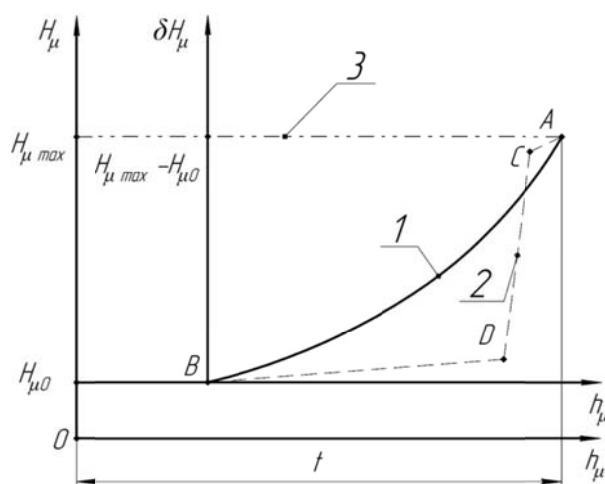


Рисунок 2 – Различные виды зависимостей $H_\mu - h_\mu$:

H_μ – микротвердость, h_μ – глубина упрочнения, t – толщина детали, $H_{\mu 0}$ – микротвердость необработанной детали, $H_{\mu \max}$ – максимально достигнутая микротвердость после обработки; точка A находится на поверхности заготовки; точка B – на границе упрочненной и неупрочненной зоны. [2]

Анализ. Известно, что микротвердость, (как и другие механические характеристики металлов и сплавов) является структурно зависимой величиной. Так как методы

упрочняющего КЛН–деформирования формируют неоднородную градиентную структуру металла, то точечные характеристики H_μ и h_μ в качестве мер не подходят, поэтому надо принимать в рассмотрение кривую: $H_\mu - h_\mu$, которая так же может быть построена и для иных технологий упрочнения (рисунок 2). [2]

Линия 3 характерна для технологий, при которых происходит упрочнение всего объема (объемная закалка, интенсивная пластическая деформация – ИПД). Ломаная 2 (ACDB) описывает большинство методов поверхностного упрочнения: участок AC – зона (слой) максимального упрочнения, CD – резкое падение твердости (часто участок параллелен оси ординат), DB – выравнивание твердости к исходной (часто участок параллелен оси абсцисс). Линия 3 (AB) характерна для технологий КЛН, точка А соответствует поверхности, от которой идет обработка, точка В определяет глубину упрочнения.

В результате исследований, отраженных в [1–27], показано, что кривая изменения микротвердости в зависимости от глубины упрочнения при упрочняющем КЛН–деформировании, то есть линия АВ на рисунке 2, описывается квадратичной функцией. Таким образом, АВ является ветвью параболы с вершиной в точке В и описывается уравнением:

$$\delta H_\mu = a \cdot h_\mu^2, \quad (3)$$

где a вычисляется по формуле:

$$a = \frac{H_{\mu \max} - H_{\mu 0}}{h_{\mu \max}^2}, \quad (4)$$

при этом $h_{\mu \max}$ – максимальная глубина упрочнения.

Пример построения кривой по формуле (3) приведен на рисунке 3.

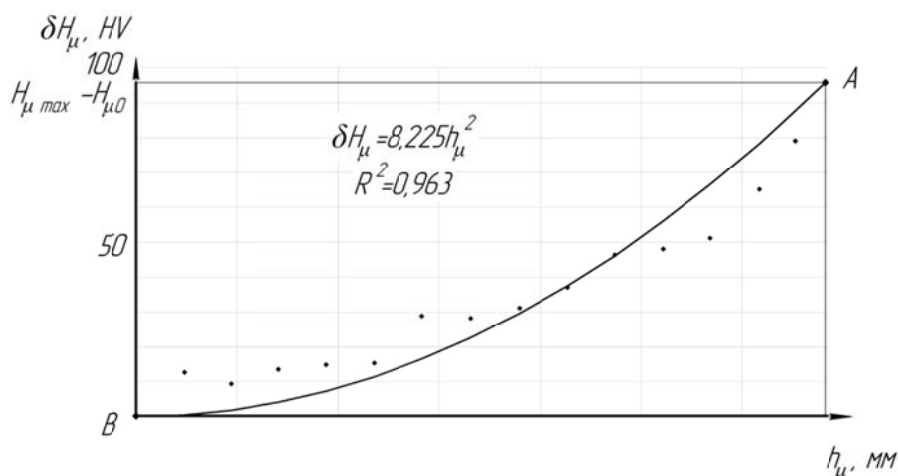


Рисунок 3 – Зависимость между микротвердостью и глубиной упрочнения при упрочняющем КЛН–деформировании, при реализации схемы, представленной на рисунке 1. [2]

На рисунке 3 показано распределение значений параметров микротвердости в зависимости от глубины упрочнения для втулки $\varnothing_{\text{нар.}} = 45 \text{ мм.}$, $\varnothing_{\text{внут.}} = 30 \text{ мм.}$ из сплава БрО5Ц5С5 с начальной микротвердостью $H_{\mu 0} = 102,8 \text{ HV}$, обработанной по способу, представленному на рисунке 3, с силой $P_H = 310 \text{ Н}$, числом проходов $n = 38$ и шагом подачи $s = 0,5 \text{ мм.}$ [1, 7]. На рисунке 3 также приведен график функции (3) с численным значением параметра a и величина достоверности аппроксимации R^2 . Необходимо обратить внимание, что точка А фактически не лежит на поверхности заготовки (такое измерение по сечению заготовки невозможно), в приведённом примере она удалена от поверхности на 0,15 мм. Положение точки В определялось как область перехода от изменённой микротвердости к исходной.

Параметр a зависит от основных технологических параметров процесса упрочняющего КЛН–деформирования и определяет угол наклона прямой линии в

координатах «глубина упрочнения h_μ – градиент упрочнения $\Delta H_{\mu h}$ », так как, поставив (3) в (2), имеем $\Delta H_{\mu h} = a \cdot h_\mu$. Графически последняя зависимость в виде аппроксимации представлена на рисунке 4, исходные экспериментальные данные получены по данным рисунка 3, в соответствии с соотношением (2).

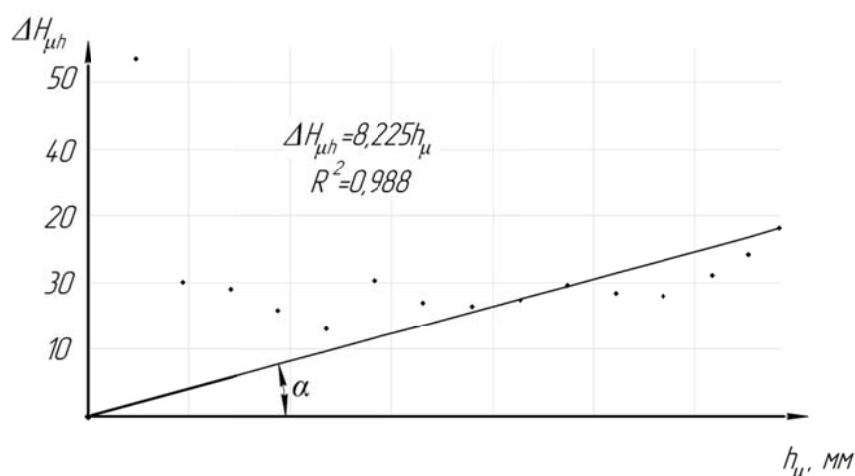


Рисунок 4 – Зависимость между градиентом упрочнения и глубиной упрочнения при упрочняющем КЛН-деформировании при реализации схемы, представленной на рисунке 3 [2]

Экспериментально [1, 3–7, 16] показано, что максимальная ордината точки А (рисунок 3), то есть наибольшая твердость приповерхностных слоев, достигается уже при первых 2...3 проходах, поэтому при выборе технологических параметров обработки следует стремиться к минимизации значения параметра a . Это позволяет добиться большей глубины проработки структуры и снизить градиент наклепа по сечению заготовки, что обеспечивает плавный переход от максимального упрочнения к неупрочненной зоне без резких перепадов и, как следствие, повышение эксплуатационных характеристик изделия.

Заключение.

Приведен общий закон распределения микротвердости по сечению для методов упрочняющего КЛН-деформирования на основе полученных экспериментальных данных и феноменологического подхода к описанию процесса [2]. Определен параметр a , представляющий тангенс угла наклона линии в координатах «глубина упрочнения h_μ – градиент упрочнения $\Delta H_{\mu h}$ » (рисунок 4). В совокупности это определяет распределение параметра микротвердости по сечению изделия при реализации технологий упрочняющего КЛН-деформирования. Полученный параметр a , рассчитываемый по (4), является своеобразным интегральным показателем оценки результата применения метода упрочняющего КЛН-деформирования, который может быть использован и при оценке результатов применения различных по физической и технологической основе способов упрочнения на основе применения единого критерия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голенков, В.А. Научные основы упрочнения комплексным локальным деформированием / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, Г.П. Короткий. – М.: ООО «Издательство Машиностроение», Орел: Госуниверситет–УНПК, 2013. – 122 с.
2. Golenkov, V.A. Microhardness Distribution in the Cross-section in Case of Strain Hardening under Combined Local Load / V.A.Golenkov, S.Y. Radchenko, D.O. Dorohov, I.M. Gryadunov // International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973–4562. – 2016. – Volume 11. – Number 20. – P. 10315–10320.
3. Голенков, В.А. Анализ видов упрочняющей обработки пластическим деформированием / В.А. Голенков С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, И.М. Грядунув // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2011. – № 1. – С. 59–62.
4. Голенков, В.А. Создание градиентных структур на основе метода валковой штамповки / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, О.В. Дорофеев, Д.О. Дорохов // Известия ОрелГТУ. Серия «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии». – Орел: ОрелГТУ. – 2009. – № 3/275(561). – С.42–46.

5. Голенков, В.А. Формирование градиентных субмикро– и наноструктурных состояний комплексным локальным нагружением очага деформации / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2009. – № 3. – С. 54–56.
6. Голенков, В.А. Применение комплексного локального нагружения при формировании градиентных механических свойств / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, О.В. Дорофеев, Д.О. Дорохов // Заготовительные производства в машиностроении. – 2009. – № 10. – С. 22–25.
7. The volumetric surface hardening of hollow axisymmetric parts by roll stamping method Journal of Chemical Technology and Metallurgy, Vol. 50, Iss. 1, 2015, p. 104–112.
8. Голенков, В.А. Создание градиентных наноструктур в осесимметричных изделиях / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, И.М. Грядун // Наноинженерия. – 2012. – № 5. – С. 18–22.
9. Пат. 2340423 РФ, В 24 В 39/04. Способ получения металлических втулок/В.А. Голенков, В.Г. Малинин, С.Ю. Радченко, Г.П. Короткий, Д.О. Дорохов; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «ОрелГТУ». № 2007110990/02; заявл. 26.03.2007; опубл. 10.12.2008, Бюл. № 13.
10. Пат. 2387514 РФ, В21D 51/02. Способ получения металлических втулок с градиентной субмикро– и нанокристаллической структурой/В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «ОрелГТУ». № 2008146756/02; заявл. 26.11.2008; опубл. 27.04.2010, Бюл. № 12.
11. Пат. 2389580 РФ, В21D 51/02. Способ получения металлических втулок с градиентной субмикро– и нанокристаллическим состоянием материала/В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «ОрелГТУ». № 2008146754/02; заявл. 26.11.2008; опубл. 20.05.2010, Бюл. № 14.
12. Пат. 2462327 РФ, МПК В21Н1/22. Способ получения металлических втулок с градиентно–упрочнённой структурой / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, И.М. Грядун (RU). №2010153917/02; Заявлено 27.12.2010; Опубл. 27.09.2012, Бюл. №27.
13. Пат. 2542210 РФ, МПК В24В 39/02. Устройство для деформационного упрочнения внутренней поверхности полых осесимметричных заготовок / С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, И.М. Грядун (RU). №2013145169/02; Заявлено 08.10.2013; Опубл. 20.02.2015, Бюл. №5.
14. Пат. 2551749 РФ, МПК В21Н 1/22. Устройство для упрочнения металлических втулок / Голенков В.А., С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, И.М. Грядун (RU). №2013146677/02; Заявлено 18.10.2013; Опубл. 27.04.2015, Бюл. №15.
15. Пат. 2551745 РФ, МПК В21Н 1/22, В28В 3/00. Устройство для упрочнения металлических трубных изделий / Голенков В.А., С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, И.М. Грядун (RU). №2013146676/02; Заявлено 18.10.2013; Опубл. 27.04.2015, Бюл. №15.
16. Радченко, С.Ю. Экспериментальное исследование упрочняющей обработки внутренней поверхности вкладышей подшипников скольжения в условиях комплексного локального нагружения очага деформации / С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, И.М. Грядун // Мир транспорта и технологических машин. – 2013. – № 3 (42). – С. 67–76.
17. Голенков, В.А. Разработка конструкции экспериментальной установки для получения изделий с градиентными субмикро– и наноструктурными состояниями вещества на основе валковой штамповки /В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов // Известия ОрелГТУ. Серия: «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии» – 2008. –№ 2/270(545). – С.53–55.
18. Дорохов, Д.О. Управляемое формирование механических свойств в изделиях методом комплексного локального деформирования / Д.О. Дорохов // Известия ОрелГТУ. Серия «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии». – Орел: ОрелГТУ. – 2011. – № 4(288). – С 31–37.
19. Deep Hardening of Inner Cylindrical Surface by Periodic Deep Rolling – Burnishing Process Modern Applied Science; Vol. 9, № 9; 2015, p 251–258.
20. Reinterpretation of measures of linear deformation Science, Tecnology and Higher Education [Text]: materials of the international research and practice conference, Vol. II, Westwood, December 11–12, 2012 / publishing office Accent Graphics communications – Westwood– Canada, 2012. –608p., P. 516–523.
21. Радченко, С.Ю. Разработка экспериментальной оснастки для исследования влияния нагрева на процесс упрочнения комплексным локальным деформированием / Радченко С.Ю., Д.О. Дорохов, Грядун И.М., Кисловский А.А // Журнал «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии», № 4 (312). – Орел, ФГБОУ ВПО «Государственный университет – УНПК». – 2015. – С. 105–112.
22. Голенков, В.А. Методика проектирования технологического процесса упрочнения деталей типа втулок пластическим деформированием в условиях комплексного локального нагружения по требуемым параметрам изделий/ Голенков, В.А., Радченко С.Ю., Д.О. Дорохов, Грядун И.М. // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел, ФГБОУ ВПО «Государственный университет – УНПК». – 2015. – № 3 (311). – С. 93–99.
23. Радченко, С.Ю. Перспективы применения технологии комплексного локального деформирования для упрочнения подшипников скольжения коленчатого вала / Радченко С.Ю., Д.О. Дорохов, Кисловский А.А // Журнал «Мир транспорта и технологических машин», №3(46). – Орел: ФГБОУ ВПО «Государственный университет – УНПК», 2014. – С. 35–46.
24. Радченко, С.Ю. Новые технологические схемы упрочняющей обработки вкладышей подшипников скольжения в условиях комплексного локального нагружения очага деформации / Радченко С.Ю., Д.О. Дорохов, Грядун И.М. // Журнал «Мир транспорта и технологических машин», №4(47). – Орел: ФГБОУ ВПО «Государственный университет – УНПК». – 2014. – С 47–54.
25. Радченко, С.Ю. Математическая модель упрочняющей обработки внутренней поверхности деталей типа втулок интенсивной пластической деформацией в условиях комплексного локального нагружения / Радченко

С.Ю. Голенков В.А., Морев П.Г., Дорохов Д.О., Грядун И.М. // Фундаментальные и прикл. проблемы техники и технологии. – Орел, ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК». – 2013. – № 5(301). – С. 40–48.

26. Голенков, В.А. Постановка задачи оптимизации геометрии инструмента при комплексном локальном деформировании / Голенков, В.А., Радченко С.Ю., Д.О. Дорохов, Кисловский А.А. // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел, ФГБОУ ВПО «Госуниверситет–УНПК». – 2014. – № 3 (305). – С. 86–91.

27. Радченко, С.Ю. Результаты измерения ширины канавки при моделировании процесса комплексного локального деформирования / Радченко С.Ю., Д.О. Дорохов, Грядун И.М., Кисловский А.А // В сб.: Теория и практика современной науки Материалы XVI МНПК. М. – 2014. – С. 109–121.

Радченко Сергей Юрьевич
Федеральное государственное
бюджетное образовательное
учреждение высшего
профессионального образования
«Орловский государственный
университет им. И.С. Тургенева»
Доктор технических наук, проф.,
проректор
E-mail: sur@ostu.ru

Дорохов Даниил Олегович
Мценский филиал Федерального
государственного бюджетного
образовательного учреждения
высшего профессионального
образования «Орловский
государственный университет
им. И.С. Тургенева», г. Мценск
Кандидат технических наук,
доцент
E-mail: ddostu@mail.ru

Грядун Игорь Михайлович
Федеральное государственное
бюджетное образовательное
учреждение высшего
профессионального образования
«Орловский государственный
университет им. И.С. Тургенева»
Кандидат технических наук, доцент
E-mail: sapr@ostu.ru

S.Yu. RADCHENKO, D.O. DOROKHOV, I.M. GRYADUNOV

MICROHARDNESS DISTRIBUTION IN CASE OF STRAIN HARDENING UNDER COMBINED LOCAL LOAD

Abstract. *We have reviewed strain hardening in the working zone under complex local load. Experimental process data are given for a gun metal bush. We have identified advantages of using combined local load straining technique compared to other hardening methods. The general law of microhardness distribution in the cross-section has been brought out, based on the fundamental inverse square law, phenomenological analysis of the process and the data obtained.*

Keywords: *Strain Hardening, Gradient Structures, Combined Local Load, Inverse square law.*

BIBLIOGRAPHY

1. Golenkov, V.A. Nauchnyye osnovy uprochneniya kompleksnym lokalnym deformirovaniyem / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov, G.P. Korotkiy. – М.: ООО «Izdatelstvo Mashinostroyeniye», Орел: Gosuniversitet–UNPK, 2013. – 122 s.
2. Golenkov, V.A. Microhardness Distribution in the Cross-section in Case of Strain Hardening under Combined Local Load / V.A. Golenkov, S.Y. Radchenko, D.O. Dorokhov, I.M. Gryadunov // International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973–4562. – 2016. – Volume 11. – Number 20. – P. 10315–10320.
3. Golenkov, V.A. Analiz vidov uprochnyayushchey obrabotki plasticheskim deformirovaniyem / V.A. Golenkov S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov, I.M. Gryadunov // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2011. – № 1. – S. 59–62.
4. Golenkov, V.A. Sozdaniye gradiyentnykh struktur na osnove metoda valkovoy shtampovki / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, O.V. Dorofeyev, D.O. Dorokhov // Izvestiya OrelGTU. Seriya «Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii». – Орел: OrelGTU. – 2009. – № 3/275(561). – S.42–46.
5. Golenkov, V.A. Formirovaniye gradiyentnykh submikro– i nanostrukturnykh sostoyaniy kompleksnym lokalnym nagruzheniyem ochaga deformatsii / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov // Uprochnyayushchiye tekhnologii i pokrytiya. – 2009. – № 3. – S. 54–56.
6. Golenkov, V.A. Primeneniye kompleksnogo lokalnogo nagruzheniya pri formirovanii gradiyentnykh mekhanicheskikh svoystv / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, O.V. Dorofeyev, D.O. Dorokhov // Zagotovitelnyye proizvodstva v mashinostroyenii. – 2009. – № 10. – S. 22–25.
7. The volumetric surface hardening of hollow axisymmetric parts by roll stamping method Journal of Chemical Technology and Metallurgy, Vol. 50, Iss. 1, 2015, p. 104–112.
8. Golenkov, V.A. Sozdaniye gradiyentnykh nanostruktur v osesimmetrichnykh izdeliyakh / V.A. Golenkov S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov, I.M. Gryadunov // Nanoinzheneriya. – 2012. – № 5. – S. 18–22.
9. Pat. 2340423 RF, B 24 B 39/04. Sposob polucheniya metallicheskih vtulok/V.A. Golenkov, V.G. Malinin, S.YU. Radchenko, G.P. Korotkiy, D.O. Dorokhov; zayavitel i patentoobladatel GOU VPO «OrelGTU». № 2007110990/02; zayavl. 26.03.2007; opubl. 10.12.2008, Byul. № 13.

10. Pat. 2387514 RF, B21D 51/02. Sposob polucheniya metallicheskih vtulok s gradiyentnoy submikro– i nanokristallicheskoj strukturoy / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov; zayavitel i patentoobladatel GOU VPO «OrelGTU». № 2008146756/02; zayavl. 26.11.2008; opubl. 27.04.2010, Byul. № 12.
11. Pat. 2389580 RF, B21D 51/02. Sposob polucheniya metallicheskih vtulok s gradiyentnoy submikro– i nanokristallicheskim sostoyaniyem materiala / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov; zayavitel i patentoobladatel GOU VPO «OrelGTU». № 2008146754/02; zayavl. 26.11.2008; opubl. 20.05.2010, Byul. № 14.
12. Pat. 2462327 RF, MPK B21H1/22. Sposob polucheniya metallicheskih vtulok s gradiyentno–uprochnonnoy strukturoy / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, I.M. Gryadunov (RU). №2010153917/02; Zayavleno 27.12.2010; Opubl. 27.09.2012, Byul. №27.
13. Pat. 2542210 RF, MPK V24V 39/02. Ustroystvo dlya deformatsionnogo uprochneniya vnutrenney poverkhnosti polykh osesimmetrichnykh zagotovok / S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov, I.M. Gryadunov (RU). №2013145169/02; Zayavleno 08.10.2013; Opubl. 20.02.2015, Byul. №5.
14. Pat. 2551749 RF, MPK V21N 1/22. Ustroystvo dlya uprochneniya metallicheskih vtulok / Golenkov V.A., S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov, I.M. Gryadunov (RU). №2013146677/02; Zayavleno 18.10.2013; Opubl. 27.04.2015, Byul. №15.
15. Pat. 2551745 RF, MPK V21N 1/22, V28V 3/00. Ustroystvo dlya uprochneniya metallicheskih trubnykh izdeliy / Golenkov V.A., S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov, I.M. Gryadunov (RU). №2013146676/02; Zayavleno 18.10.2013; Opubl. 27.04.2015, Byul. №15.
16. Radchenko, S.YU. Eksperimentalnoye issledovaniye uprochnyayushchey obrabotki vnutrenney poverkhnosti vkladyshey podshipnikov skolzheniya v usloviyakh kompleksnogo lokalnogo nagruzheniya ochaga deformatsii / S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov, I.M. Gryadunov // Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin. – 2013. – № 3 (42). – S. 67–76.
17. Golenkov, V.A. Razrabotka konstruksii eksperimentalnoy ustanovki dlya polucheniya izdeliy s gradiyentnymi submikro– i nanostrukturnymi sostoyaniyami veshchestva na osnove valkovoy shtampovki / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov // Izvestiya OrelGTU. Seriya: «Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii» – 2008. – № 2/270(545). – S.53–55.
18. Dorokhov, D.O. Upravlyayemoye formirovaniye mekhanicheskikh svoystv v izdeliyakh metodom kompleksnogo lokalnogo deformirovaniya / D.O. Dorokhov // Izvestiya OrelGTU. Seriya «Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii». – Orel: OrelGTU. – 2011. – № 4(288). – S 31–37.
19. Deep Hardening of Inner Cylindrical Surface by Periodic Deep Rolling – Burnishing Process Modern Applied Science; Vol. 9, №. 9; 2015, p 251–258.
20. Reinterpretation of measures of linear deformation Science, Tecnology and Higher Education [Text]: materials of the international research and practice conference, Vol. II, Westwood, December 11–12, 2012 / publishing office Accent Graphics communications – Westwood– Canada, 2012. –608p., P. 516–523.
21. Radchenko, S.YU. Razrabotka eksperimentalnoy osnastki dlya issledovaniya vliyaniya nagreva na protsess uprochneniya kompleksnym lokalnym deformirovaniyem / Radchenko S.YU., D.O. Dorokhov, Gryadunov I.M., Kislovskiy A.A // Zhurnal «Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii», № 4 (312). – Orel, FGBOU VPO «Gosuniversitet–UNPK». – 2015. – S. 105–112.
22. Golenkov, V.A. Metodika proyektirovaniya tekhnologicheskogo protsessa uprochneniya detaley tipa vtulok plasticheskim deformirovaniyem v usloviyakh kompleksnogo lokalnogo nagruzheniya po trebuyemym parametram izdeliy / Golenkov, V.A., Radchenko S.YU., D.O. Dorokhov, Gryadunov I.M. // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – Orel, FGBOU VPO «Gosuniversitet–UNPK». – 2015. – № 3 (311). – S. 93–99.
23. Radchenko, S.YU. Perspektivy primeneniya tekhnologii kompleksnogo lokalnogo deformirovaniya dlya uprochneniya podshipnikov skolzheniya kolenchatogo vala / Radchenko S.YU., D.O. Dorokhov, Kislovskiy A.A // Zhurnal «Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin», №3(46). – Orel: FGBOU VPO «Gosuniversitet – UNPK». – 2014. – S. 35–46.
24. Radchenko, S.YU. Novyye tekhnologicheskiye skhemy uprochnyayushchey obrabotki vkladyshey podshipnikov skolzheniya v usloviyakh kompleksnogo lokalnogo nagruzheniya ochaga deformatsii / Radchenko S.YU., D.O. Dorokhov, Gryadunov I.M. // Zhurnal «Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin», №4(47). – Orel: FGBOU VPO «Gosuni–versitet – UNPK». – 2014. – S. 47–54.
25. Radchenko, S.YU. Matematicheskaya model uprochnyayushchey obrabotki vnutrenney poverkhnosti detaley tipa vtulok intensivnoy plasticheskoy deformatsiyey v usloviyakh kompleksnogo lokalnogo nagruzheniya / Radchenko S.YU. Golenkov V.A., Morev P.G., Dorokhov D.O., Gryadunov I.M. // Fundamentalnyye i prikl. problemy tekhniki i tekhnologii. – Orel, FGBOU VPO «Gosuniversitet – UNPK». – 2013. – № –5(301). – S. 40–48.
26. Golenkov, V.A. Postanovka zadachi optimizatsii geometrii instrumenta pri kompleksnom lokalnom deformirovanii / Golenkov, V.A., Radchenko S.YU., D.O. Dorokhov, Kislovskiy A.A. // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – Orel, FGBOU VPO «Gosuniversitet–UNPK». – 2014. – № 3 (305). – S. 86–91.
27. Radchenko, S.YU. Rezultaty izmereniya shiriny kanavki pri modelirovanii protsessa kompleksnogo lokalnogo deformirovaniya / Radchenko S.YU., D.O. Dorokhov, Gryadunov I.M., Kislovskiy A.A // V sb.: Teoriya i praktika sovremennoy nauki Materialy XVI MNPK. M. – 2014. – S. 109–121.

Radchenko Sergey Yurevich
Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel Doctor of Technical Science, Professor, Provost
E–mail: sur@ostu.ru,

Dorokhov Daniel Olegovich
Orel State University named after I.S. Turgenev, Mtsensk Branch, Mtsensk Candidate of technical science, docent
E–mail: ddostu@mail.ru,

Gryadunov Igor Mihailovich
Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel Candidate of technical science, docent
E–mail: sapr@ostu.ru

ВЛИЯНИЕ ИСХОДНОГО РАЗМЕРА ЗЕРНА ТИТАНОВОГО СПЛАВА ВТ1–00 НА ЕГО ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ПОСЛЕ ОБЛУЧЕНИЯ ИОНАМИ МЕДИ

Аннотация. *Осуществлена модификация поверхностей трения и выполнены исследования образцов технически чистого титана ВТ1–00 (крупнозернистое и ультра мелкозернистое состояния) ионами меди. Установлено существенное увеличение износостойкости образцов, подвергнутых ионной имплантации. Выявлено образование островковых вторичных структур и прослежена их эволюция в процессе трения. Показано, что эти вторичные структуры определяют динамику изнашивания как образцов с крупнозернистой, так и образцов с ультра мелкозернистой структурами.*

Ключевые слова: *титановый сплав, интенсивное пластическое деформирование, размер зерна, структура, износостойкость.*

Введение.

Высокая удельная прочность и коррозионная стойкость титана и его сплавов обусловили их широкое применение в технике и медицине. Однако использование титановых сплавов в узлах трения сдерживается их низким сопротивлением изнашиванию [1, 2]. Проведенные ранее исследования показали, что повышение износостойкости можно получить путем азотирования, цементации, борирования. Создаваемые поверхностные слои получаются очень хрупкими.

Анализ результатов исследований, проведенных в последние годы, позволяет сделать вывод, что традиционные методы повышения износостойкости изделий из титана и его сплавов малоэффективны. Наилучший результат повышения износостойкости пар трения достигается в том случае, если создаются условия образования в процессе работы вторичных структур, которые осуществляют демпфирование нагрузки, являются твердой смазкой и сами восстанавливаются [3, 4].

В связи с этим целью настоящего исследования являлось изучение процессов, происходящих на поверхности образцов титанового сплава ВТ1–00 при трении, способствующих формированию вторичных структур. Исследовались влияние комбинированной обработки, включающей интенсивное пластическое деформирование с последующей ионной имплантацией меди, на структуру и триботехнические свойства титанового сплава ВТ1–00.

Материал и методика исследования.

В качестве материала для исследования выбран титан ВТ1–00 (Ti – основа; C – 0,04; Fe – 0,18; Si – 0,07; Ni – 0,04 масс. %). Интенсивное пластическое деформирование проводилось методом равноканального углового прессования (РКУП) [5]. Число проходов РКУП равнялось 5. Степень накопленной логарифмической деформации титанового сплава после РКУП составляла $e = 2,3$ [5].

Ионно–лучевая обработка ионами меди проводилась на экспериментальной установке, оснащенной источником с возможностью одновременной обработки ионами металлов и ионами газов [6]. Имплантация проводилась при энергии ионов 40 кэВ и плотности ионного тока 1,9–2,8 мА/см² в течение 80–150 мин при температуре нагрева образца 120 °С. При имплантации меди дозу облучения задавали на уровне $2,5 \cdot 10^{17}$, $5 \cdot 10^{17}$ и $8 \cdot 10^{17}$ ион/см².

В качестве материала исследования использовали образцы, имеющие форму параллелепипеда с размерами 6×6×50 мм. Образцы титана ВТ1–00 находились исходно в двух состояниях: крупнозернистом (размер зерен $d \sim 18$ мкм) и ультра мелкозернистом

(УМЗ). Средний поперечный размер зерен и субзерен УМЗ титана BT1-00 составлял 0,24–0,26 мкм, размер крупных зерен достигал 2 мкм, объемная доля зерен размером 1–2 мкм – 23 %. Обработку осуществляли в остаточной атмосфере при давлении $\sim 10^{-2}$ Па.

Исследования структуры образцов осуществляли методами сканирующей (прибор Karl Zeiss EVO 50) и просвечивающей дифракционной (ЭМ-125К) электронной микроскопии. Трибологические испытания образцов проводили по схеме “диск–палец” в режиме без смазки при скорости скольжения 3 м/с и нагрузке 25 Н [6].

В качестве контртела использовалась пластина (90x30x3 мм), изготовленная из закаленной углеродистой стали У8 (HRC 62). В процессе испытаний с помощью тензометрического динамометра определялось значение коэффициента трения. Средняя скорость перемещения образца относительно контртела в процессе трибологических испытаний составляла $\approx 0,15$ м/с. Путь трения за 1 цикл испытаний составлял 30 мм.

Измерения потери массы образцов в процессе испытаний на износ проводили путем их взвешивания на аналитических весах. Измерение величины износа призматических образцов осуществлялось по потере массы при испытаниях. Погрешность измерения массы образцов составляла 0,03 мг.

Циклические испытания образцов проводили на установке УИП-2 по методу симметричного поперечного изгиба консольно закрепленного пластинчатого образца при заданных амплитудах деформации, которые соответствовали уровням знакопеременных напряжений 300–800 МПа. Образцы вырезались электроискровым методом из заготовок титана BT1-0 и имели форму лопаток, длина рабочей части которых составляла 50 мм, ширина – 4 мм, а толщина – 1,5 мм.

Микротвердость измерялась при нагрузке 0,45 Н. Относительная погрешность измерений микротвердости не превышала 10 %.

Исследование фазового состава материалов после различных режимов обработки осуществлялось на рентгеновском дифрактометре ДРОН-3.0 в монохроматизированном CoK α излучении при ускоряющем напряжении на рентгеновской трубке 30 кВ и анодном токе 15 мА.

Результаты исследования и их обсуждение.

Зависимость потери массы крупнозернистых образцов титана BT1-0 от времени испытания (рисунок 1, кривая 1) демонстрирует стадии с высокой скоростью изнашивания, когда трение протекает по адгезионному механизму, и стадии с установившейся низкой скоростью изнашивания, характерные для нормального изнашивания.

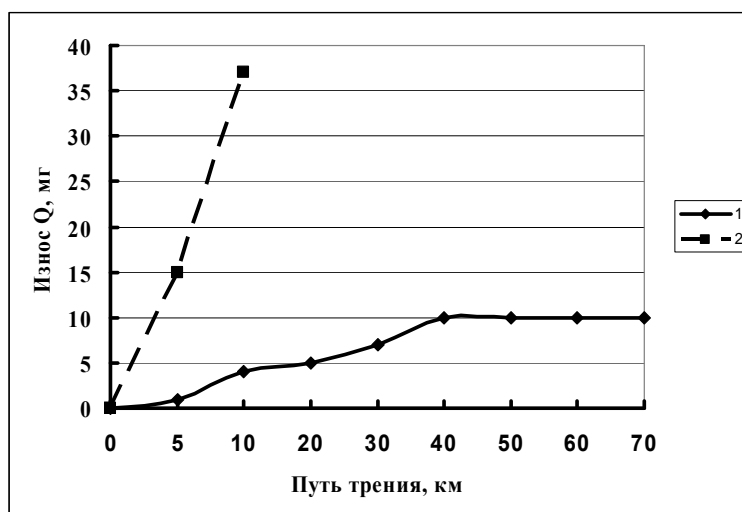


Рисунок 1 – Весовой износ образцов от времени испытаний:

1 – крупнозернистый (КЗ) титан BT1-0; 2 – ультра мелкозернистый (УМЗ) титан BT1-00.

При трении титана BT1-00 на стадиях с высокой скоростью изнашивания происходит перенос материала образцов на поверхность контртела, в результате чего на поверхности трения контртела происходит образование слоя из перенесенного материала. Однако на стадиях с низкой скоростью изнашивания данный слой не наблюдается, а на поверхности трения образцов присутствуют вторичные структуры в виде островков (рисунок 2).

Вторичные структуры на поверхностях трения образцов присутствуют на всей стадии с низкой скоростью изнашивания. Они имеют практически равную высоту (~12 мкм) по отношению к остальной поверхности трения и выраженную плоскую поверхность. Микрорентгеноспектральный анализ этих островков показывает, кроме титана, наличие кислорода, углерода и железа, в то же время на остальной поверхности трения эти элементы не обнаруживаются. Присутствие данных элементов в объеме перенесенного материала обусловлено интенсивным адгезионным взаимодействием.

Зависимость потери массы ультра мелкозернистых образцов титана BT1-00 от времени испытания (рисунок 1, кривая 2) имеет линейную зависимость, интенсивность изнашивания выше, чем в случае крупнозернистого титана BT1-00. По всей видимости, это связано с высокой неравновесностью УМЗ структуры, что в случае титана приводит к увеличению адгезионного взаимодействия при трении, и как следствие увеличивает износ.

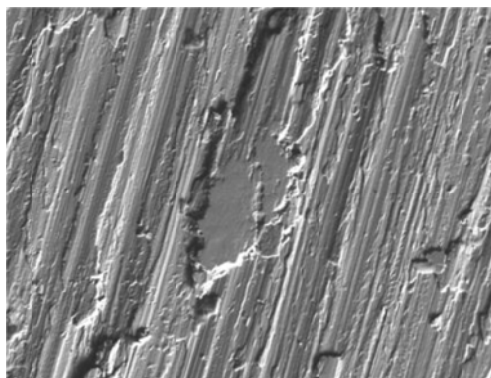


Рисунок 2 – Поверхность трения образца крупнозернистого титана BT1-00

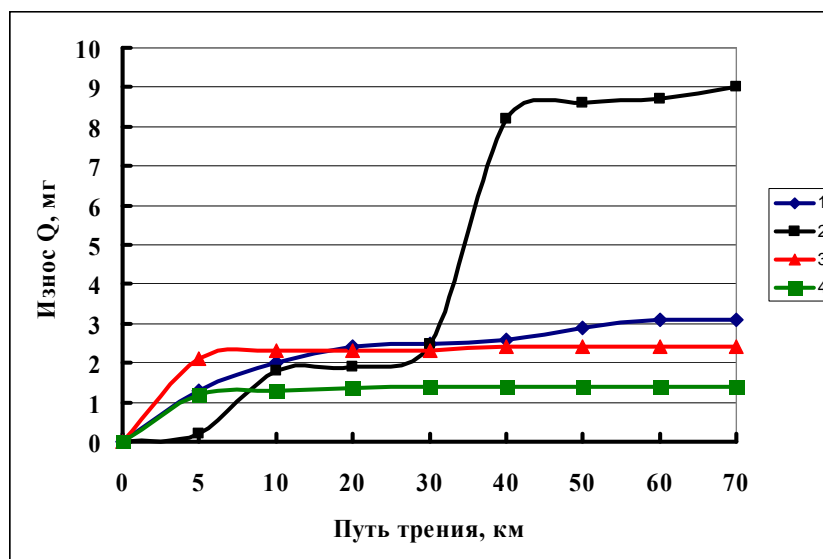


Рисунок 3 – Зависимость массового износа образцов от времени испытаний:

1 – крупнозернистый (КЗ) титан BT1-00 в исходном состоянии;
 2–4 – КЗ титан BT1-0, модифицированный ионами меди с дозой имплантации:
 2 – $2,5 \cdot 10^{17}$, 3 – $5 \cdot 10^{17}$ и 4 – $8 \cdot 10^{17}$ ион/см²

На рисунке 3 представлены результаты трибологических испытаний крупнозернистого (КЗ), а на рисунке 4 ультра мелкозернистого (УМЗ) титана BT1-00, модифицированных ионами меди.

Анализ результатов, приведенных на рисунках, показывает, что более эффективно данная обработка повышает износостойкость ультра мелкозернистого титана BT1-00, а наиболее оптимальной для УМЗ титана BT1-00 является модификация поверхности трения высокоинтенсивной Ионно-лучевой обработкой с дозой имплантации меди $5 \cdot 10^{17}$ и $8 \cdot 10^{17}$ ион/см². При использовании этих режимов происходит изменение механизма изнашивания, о чем свидетельствует наличие стадий с установившейся низкой скоростью изнашивания. Исследования морфологии поверхностей трения образцов на данных стадиях показали, что на поверхности трения образуются вторичные структуры в виде островков, аналогичные структурам, образующимся на поверхностях трения крупнозернистого титана BT1-00 на стадиях с установившейся низкой скоростью изнашивания.

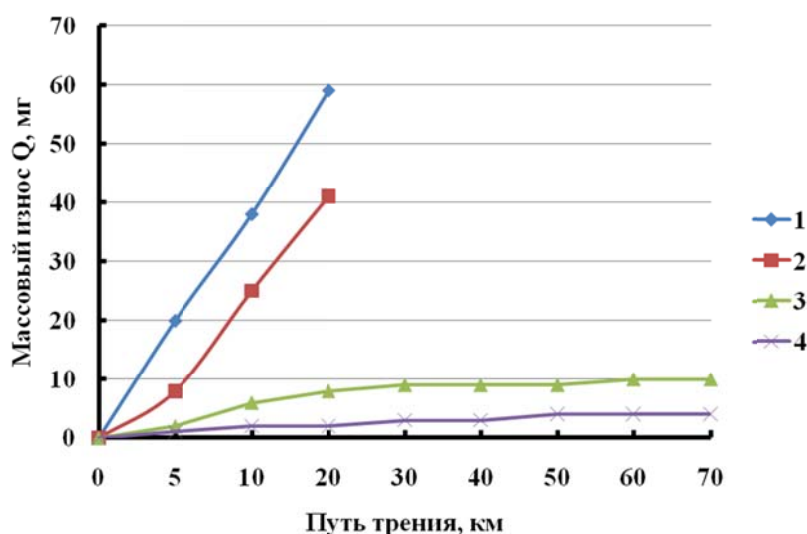


Рисунок 4 – Кинетические зависимости потери массы образцов от времени испытаний:

1 – ультра мелкозернистый (УМЗ) титан BT1-00 в исходном состоянии;
2–4 – УМЗ титан BT1-00, модифицированный ионами меди с дозой имплантации:
2 – $2,5 \cdot 10^{17}$, 3 – $5 \cdot 10^{17}$ и 4 – $8 \cdot 10^{17}$ ион/см²

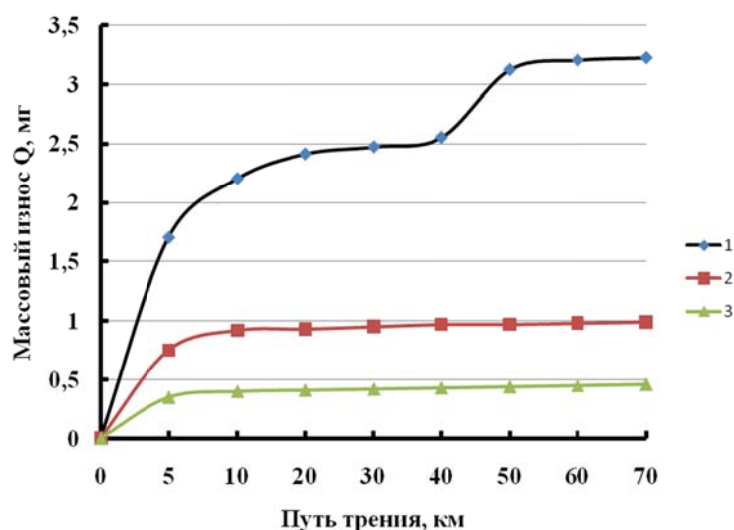


Рисунок 5 – Зависимости потери массы образцов от длины пути скольжения:

1 – крупнозернистый титан BT1-00 в исходном состоянии; 2 – образцы крупнозернистого титана BT1-00 после ионной имплантации с дозой $2,5 \cdot 10^{17}$ ион/см² в сочетании с предварительной ультразвуковой обработкой; 3 – образцы крупнозернистого титана BT1-00 после ионной имплантации

Микрорентгеноспектральный анализ так же показывает присутствие в данных областях кислорода, железа и углерода. Образцы крупнозернистого титана BT1-0, модифицированные ионами меди, делили на две партии. Одну из них подвергали высокоинтенсивной комбинированной обработке, сочетающую ионную имплантацию и предварительную ультразвуковую обработку. Результаты трибологических испытаний образцов после данных обработок приведены на рисунке 5.

Анализ результатов, приведенных на этом рисунке, показывает, что ионная имплантация увеличивает износостойкость в 5–7 раз.

Ионная имплантация с дозой $2,5 \cdot 10^{17}$ ион/см² в сочетании с ультразвуковой обработкой имеет несколько меньший эффект в повышении износостойкости. В обоих случаях кривые имеют стадии с высокой скоростью изнашивания и стадии с установившейся низкой скоростью изнашивания. Так же в обоих случаях наблюдается частичное разрушение модифицированного слоя.

При этом образование на поверхности трения вторичных структур в виде островков наблюдается только в случае ионной имплантации, в случае комбинированной обработки образование вторичных структур в виде островков не наблюдается. В обоих случаях не выявлен перенос материала образцов на поверхность контртела и образования на нем специфического слоя из перенесенного материала.

Выполненный анализ морфологии поверхностей трения позволяет предположить следующие закономерности образования вторичных (островковых) структур и их эволюцию в процессе трения. В начальный момент испытаний (стадия приработки) изнашивание идет по адгезионному механизму. В это же время происходит образование вторичных (островковых) структур, что приводит к предотвращению интенсивного адгезионного взаимодействия. Данные вторичные структуры являются пятнами фактического контакта, об этом свидетельствует их плоская, параллельная контртелу, поверхность и одинаковая высота ~ 12 мкм. Элементный микрорентгеноспектральный анализ показал, что в состав вторичных (островковых) структур, кроме титана, входят углерод, кислород, железо. Источниками этих элементов являются смазка, воздух и контртело. Причем, эти элементы распределены именно в объеме вторичных структур, так как при микрорентгеноспектральном анализе информация об элементном составе собирается с некоторого объема исследуемого материала, глубина данного объема достигает ~ 5 мкм. Необходимо отметить, что анализ остальной поверхности трения показал наличие только титана.

Таким образом, в начальный момент работы трибологической пары происходит изменение морфологии поверхности. Формируются вторичные структуры в виде островковых образований. Интересным представляется процесс образования вторичных структур. Мы предполагаем, что за счет адгезионного схватывания происходит перенос материала с образцов на контртело и его размазывание. В это время титан окисляется, в него попадает углерод и железо.

После образования на контртеле из перенесенного материала слоя определенной величины происходит постепенное отделение материала от этого слоя и его обратный перенос на образцы, где из него происходит формирование вторичных образований, имеющих уже другую кристаллическую структуру и другой элементный состав. Химический состав вторичных структур представлен элементами самих образцов, контртела, смазки и газовой среды.

Характер образования вторичных структур подобен для всех образцов, однако их количество (площадь) и устойчивость сильно отличаются. Определяющим в образовании вторичных структур является элементный состав и структура приповерхностных слоев образцов. Изнашивание исследуемых образцов при трении происходит в результате отделения вторичных структур и выхода их за пределы области трения.

На рисунке 6 приведены экспериментальные точки и кривые усталости в координатах $\lg \sigma_{\max} - \lg N$ для титана BT1-00 в исходном состоянии и после ионной имплантации.

В случае необработанного ионами меди титана в исследованном диапазоне циклических напряжений разрушение происходит в области малоциклового усталости ($N \leq 5 \cdot 10^4$ цикла). В частности, при амплитуде циклических напряжений 280 МПа образец титана в исходном состоянии разрушился после 10^5 циклов. Ионная обработка титана существенно повышает циклическую долговечность сплава в области многоциклового усталости. Так, ограниченный предел выносливости (на базе $2 \cdot 10^6$ циклов) для титана после ионной обработки составил 300 МПа.

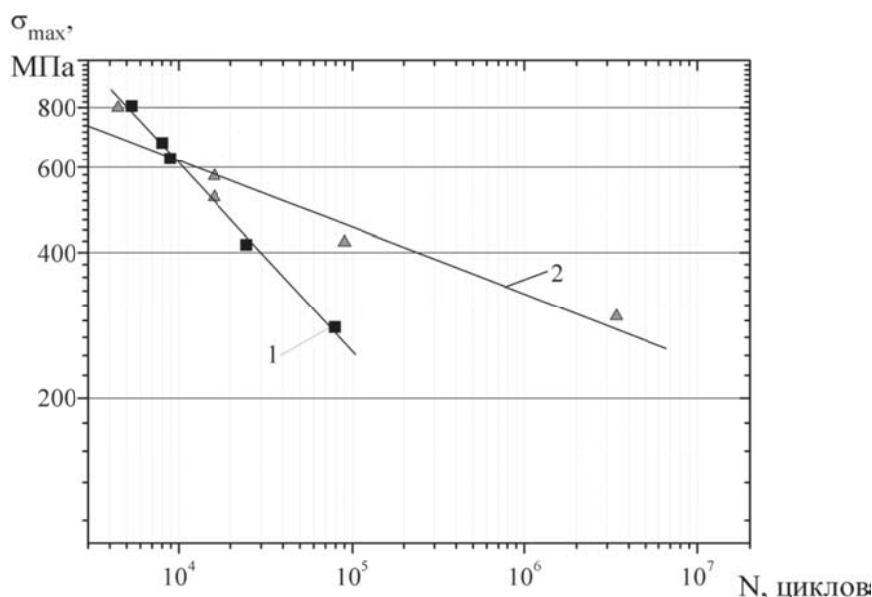


Рисунок 6 – Кривые усталости титана BT1-00 после различных видов обработки:

1 – исходное состояние (крупнозернистое);

2 – после ионной имплантации ионами меди с дозой имплантации $8 \cdot 10^{17}$ ион/см²

Закключение.

Получены следующие основные результаты:

- установлено существенное увеличение износостойкости образцов титана, подвергнутых ионной имплантации медью;
- выявлено образования островковых вторичных структур и прослежена их эволюция в процессе трения;
- показано, что образующиеся вторичные структуры определяют динамику изнашивания образцов титана BT1-00 с крупнозернистой и ультрамелкозернистой структурой и способны защищать их от изнашивания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Molinari, A. Dry sliding wear mechanisms of the Ti6Al4V alloy / A. Molinari, T.B. Straffelini., T. Bacci // Wear. – 1997. – 208. – P. 105–112.
2. Long, M. Titanium alloys in total joint replacement – a materials science perspective / M. Long, H.J. Rack // Biomaterials. – 1998. – V.19. – № 18. – P. 1621–1639.
3. Гаркунов, Д.Н. Триботехника, износ и безызносность / Д.Н. Гаркунов. – М.: Изд. МСХА, 2001. – 606 с.
4. Куксенова, Л.И. Задачи инженерии поверхности при формировании износостойкого структурного состояния металлических материалов / Л.И. Куксенова, Л.М. Рыбакова, В.Г. Лаптева // Металловедение и термическая обработка металлов. – 1999. – № 7. – С. 41–48.
5. Процессы пластического структурообразования металлов / В.М. Сегал [и др.]. – Минск: Наука и техника, 1994. – 216 с.

6. Гриценко, Б.П. Влияние высокочастотной ионной имплантации и акустических колебаний, генерируемых при трении, на износостойкость арможелеза и стали 45 / Б.П. Гриценко, К.В. Круковский, Н.В. Гирсова, О.А. Кашин // Трение и износ. – 2005. – Т. 26. – № 6. – С. 593–599.

Учеваткина Надежда Владимировна

Аново «Международный университет в Москве», г. Москва

Кандидат химических наук, доцент, зам. директора центра интеллектуальных систем Аново «Международный университет в Москве»
E-mail: uchevatkina@yandex.ru

Жданович Ольга Андреевна

Московский политехнический университет, г. Москва
Начальник отдела интеллектуальной промышленной собственности Московского Политеха
E-mail: o.zhdanovich@yandex.ru

Слезко Максим Юрьевич

Московский политехнический университет, г. Москва
Магистрант кафедры «Материаловедение»
E-mail: xxxmsu@gmail.com

Овчинников Виктор Васильевич

Московский политехнический университет, г. Москва
Доктор технических наук, профессор кафедры «Материаловедение»
E-mail: vikov1956@mail.ru

N.V. UCHEVATKINA, O.A. ZHDANOVICH, M.Yu. SLEZKO, V.V. OVCHINNIKOV

INFLUENCE OF INITIAL GRAIN SIZE TITANIUM ALLOY VT1-00 FOR HIS DURABILITY AFTER IRRADIATION OF COPPER IONS

Abstract. *Implemented modification of friction surfaces and studies of samples of technically pure titanium BT1-00 (coarse-grain and ultra fine-grained) copper ions. Found a significant increase in wear resistance of samples subjected to ion implantation. Revealed the formation of islet secondary structures and traced their evolution during friction. It is shown that these secondary structures define the dynamics of wear as samples with coarse-grained and samples with ultra fine grain structures.*

Keywords: *titanium alloy, intensive plastic deformation, grain size, structure, and durability.*

BIBLIOGRAPHY

1. Molinari, A. Dry sliding wear mechanisms of the Ti6Al4V alloy / A. Molinari, T.B. Straffelini., T. Bacci // Wear. – 1997. – 208. – R. 105–112.
2. Long, M. Titanium alloys in total joint replacement – a materials science perspective / M. Long, H.J. Rack // Biomaterials. – 1998. – V.19. – № 18. – R. 1621–1639.
3. Garkunov, D.N. Tribotekhnika, iznos i bezyznosnost / D.N. Garkunov. – M.: Izd. MSKHA, 2001. – 606 s.
4. Kuksenova, L.I. Zadachi inzhenerii poverkhnosti pri formirovanii iznosostoykogo strukturnogo sostoyaniya metallicheskih materialov / L.I. Kuksenova, L.M. Rybakova, V.G. Lapteva // Metallovedeniye i termicheskaya obrabotka metallov. – 1999. – № 7. – S. 41–48.
5. Protsessy plasticheskogo strukturoobrazovaniya metallov / V.M. Segal [i dr.]. – Minsk: Nauka i tekhnika, 1994. – 216 s.
6. Gritsenko, B.P. Vliyaniye vysokochastotnoy ionnoy implantatsii i akusticheskikh kolebaniy, generiruyemykh pri trenii, na iznosostoykost armkozheleza i stali 45 / B.P. Gritsenko, K.V. Krukovskiy, N.V. Girsova, O.A. Kashin // Treniye i iznos. – 2005. – Т. 26. – № 6. – С. 593–599.

Uchevatkina Nadezhda Vladimirovna

Аново «International University in Moscow», Moscow
Candidate of chemical sciences, associate professor, deputy. Director of the Center for Intellectual Systems
Аново «International University in Moscow»
E-mail: uchevatkina@yandex.ru

Zhdanovich Olga Andreevna

Moscow Polytechnic University, Moscow
Head of the Department of Intellectual Industrial Property of the Moscow Polytechnic Institute
E-mail: o.zhdanovich@yandex.ru

Slezko Maxim Yurievich

Moscow Polytechnic University, Moscow
Master of Science in Material Science
E-mail: xxxmsu@gmail.com

Ovchinnikov Viktor Vasilievich

Moscow Polytechnic University, Moscow
Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of «Material Science»
E-mail: vikov1956@mail.ru

К.Ю. ФЕДОРОВСКИЙ, Н.К. ФЕДОРОВСКАЯ

ТЕРМОРЕГУЛИРОВАНИЕ КОНТУРОВ ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫХ ЗАМКНУТЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

Аннотация. На примере судовых энергетических установок рассмотрены вопросы создания эффективно функционирующих замкнутых систем охлаждения, исключающих прием забортной воды и, на этой основе обеспечивающих экологическую безопасность эксплуатации. Получены необходимые расчетные зависимости по терморегулированию такой системы, что обеспечивает оптимальные условия ее эксплуатации при различных температурах забортной воды.

Ключевые слова: система охлаждения, энергоустановка, рыбные запасы, рециркуляция.

Введение.

Система охлаждения является одним из обязательных элементов тепловой энергетической установки. В настоящее время широко применяются разомкнутые системы охлаждения, предусматривающие потребление воды из морей или континентальных водоемов. Использование таких систем имеет технические и экологические аспекты.

С технической точки зрения разомкнутые системы характеризуются низкими показателями надежности работы в условиях загрязненной воды моря или континентального водоема. Возникает угроза засорения системы и интенсифицируется коррозионно-эрозионный износ её элементов. Это может привести к внезапной остановки системы, и как следствие энергоустановки, или снижения срока ее службы [1].

Для разомкнутых систем охлаждения чрезвычайно важным оказывается экологический фактор [2]. Потребление воды осуществляется обычно с глубин, где сосредоточено большое количество планктона, икринок и рыбной молоди. Попадая в систему охлаждения и пройдя через насосы, арматуру, охлаждаемое оборудование и др., указанные организмы практически полностью погибают [3, 4]. В результате уничтожается основа пищевой цепочки водоема, что наносит непоправимый ущерб рыбным запасам.

Растет понимание важности указанных вопросов. Решение проблемы может быть найдено в создании экологически безопасных замкнутых систем охлаждения (ЗСО) энергоустановок. Такие системы исключают прием охлаждающей воды, а теплоотвод обеспечивается за счет специальных устройств теплоотвода (УТ) размещенных, на некоторой глубине водоема.

Основная часть.

Рассмотрим данный вопрос подробнее на примере ЗСО судовых энергетических установок [5]. Охлаждаемый теплоноситель подается в УТ, в котором теплота теплоносителя передается через обшивку корпуса судна забортной воде (рисунок 1). В судостроении эта разновидность УТ называется обшивочным теплообменным аппаратом (ОТОА). С внутренней стороны судна формируется лабиринтный канал, в котором движется охлаждаемый теплоноситель. Зазор h в канале в различных случаях изменяется в пределах 10...30 мм. Аппараты просты в изготовлении и надежны в эксплуатации.

Отметим, что среди проектов судов, представляемых в последнее время для рассмотрения Главным управлением Российского морского регистра судоходства, приблизительно в одной трети случаев используется ЗСО.

Эффективность работы УТ существенно зависит от температуры забортной воды, изменение которой определяется временем года и районом плавания судна. Понижение температуры забортной воды приводит к дополнительному переохлаждению теплоносителя, циркулирующего в ЗСО, и ухудшает температурные условия работы охлаждаемого оборудования. Необходимы меры, обеспечивающие стабилизацию температуры теплоносителя ЗСО.

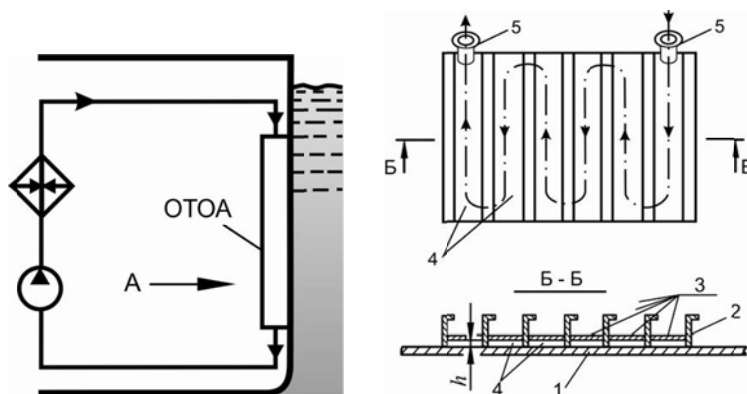


Рисунок 1 – Замкнутая система охлаждения судовой энергоустановки:

1 – судовая обшивка; 2 – элементы набора корпуса судна; 3 – дополнительные листы; 4 – лабиринтный канал; 5 – парубки подвода и отвода теплоносителя

В практике широко используется терморегулирование контура пресной воды в двухконтурных разомкнутых системах охлаждения. Можно встретить примеры организации рециркуляции в контуре заборной воды [6]. Количество забираемой при этом заборной воды определяется из выражения

$$G_3 = \frac{t - t_{\text{НС}}}{t - t_3} G_{\text{НС}}, \quad (1)$$

а количество рециркулирующей воды

$$G_{\text{РЦ}} = \frac{t_{\text{НС}} - t_3}{t - t_3} G_{\text{НС}},$$

где: $t_{\text{НС}}$ – температура на всасывании насоса;
 t – температура на выходе охлаждаемого оборудования;
 t_3 – температура заборной воды;
 $G_{\text{НС}}$ – массовая подача насоса.

Для разомкнутой системы, включающей параллельно присоединенное вспомогательное оборудование ($G_{\text{НС}} = G_{\text{ГД}} + G_{\text{ВО}}$), получены следующие зависимости:

$$G_3 = \frac{(t_{\text{ВО}} - t_{\text{НС}})G_{\text{НС}} + (t_{\text{ГД}} - t_{\text{ВО}})G_{\text{ГД}}}{t_{\text{ВО}} - t_3 - (t_{\text{ГД}} - t_{\text{ВО}}) \frac{G_{\text{ГД}}}{G_{\text{ГД}} + G_{\text{ВО}}}} \quad (2)$$

$$G_{\text{РЦ}} = \frac{(t_{\text{НС}} - t_3)G_{\text{НС}}}{t_{\text{ВО}} + (t_{\text{ГД}} - t_{\text{ВО}}) \frac{G_{\text{ГД}}}{G_{\text{ГД}} + G_{\text{ВО}}} - t_3},$$

где: индексы «во» и «гд» означают соответственно вспомогательное оборудование и главный двигатель.

В отличие от приведенных случаев, в ЗСО температура теплоносителя на выходе из УТ зависит не только от температуры заборной воды t_3 , но и от коэффициента теплопередачи через обшивку корпуса K , который часто сам зависит от температурного напора между охлаждаемым теплоносителем и заборной водой. Поэтому необходимо установить связь количества циркулирующего через УТ теплоносителя не только с t , $t_{\text{НС}}$, t_3 и $G_{\text{НС}}$, но и с коэффициентом теплопередачи K . Рассмотрим схему, представленную на рисунке 2.

Для УТ справедлива следующая запись:

$$C_p(t - t_{\text{УТ}})G_{\text{УТ}} = K \left(\frac{t + t_{\text{УТ}}}{2} - t_3 \right) F. \quad (4)$$

После ряда преобразований температура на выходе УТ равна:

$$t_{yT} = \frac{C_p \cdot t \cdot G_{yT} + K \cdot F(t_3 - 0,5t)}{0,5K \cdot F + C_p \cdot G_{yT}}. \quad (5)$$

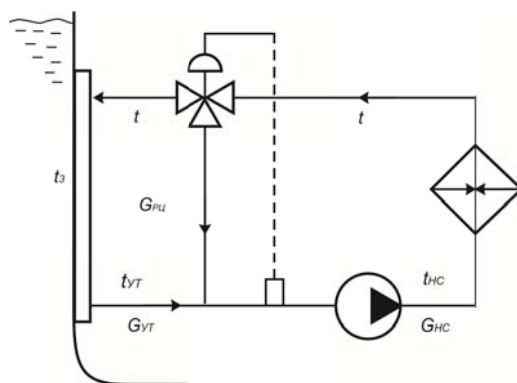


Рисунок 2 – Схема организации рециркуляции в одноконтурной ЗСО

Подставим (5) в (4) и получим:

$$G_{yT} = \frac{0,5Q \cdot K \cdot F}{C_p K \cdot F(t - t_3) - Q \cdot C_p}. \quad (6)$$

Значение t зависит от подводимого теплового потока и может быть найдено

$$t = t_{HC} + \frac{Q}{C_p \cdot G_{HC}}.$$

Осуществив подстановку t в зависимость (6), окончательно имеем:

$$G_{yT} = \frac{0,5Q \cdot K \cdot F}{C_p \cdot K \cdot F(t_{HC} - t_3) + Q \left(\frac{KF}{G_{HC}} - C_p \right)}. \quad (7)$$

Количество рециркулирующего теплоносителя находится из выражения

$$G_{PC} = G_{HC} - G_{yT}. \quad (8)$$

На рисунке 3 показаны результаты расчетов по полученным зависимостям (7) и (8) с учетом отвода в системе $Q = 500$ кВт при $t_{HC} = 32$ °C, $F = 100$ м² и $G_{HC} = 25$ м³/ч.

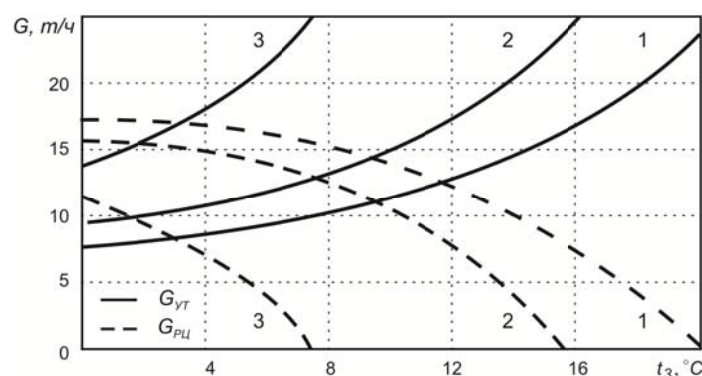


Рисунок 3 – Зависимости G_{yT} и G_{PC} от температуры заборной воды t_3 и коэффициента теплопередачи K устройства теплоотвода (теплоноситель – пресная вода):
1 – $K = 240$ Вт/(м²·К); 2 – 200 Вт/(м²·К); 3 – 150 Вт/(м²·К)

Видно, что изменение коэффициента теплопередачи УТ существенным образом влияет на рециркуляцию воды. Так, например, для $t_3 = 6$ °C значение G_{yT} равно 9,5; 11,5 и 22 т/ч при соответствующих K , равных 240; 200 и 150 Вт/(м²·К). Установка насоса с большим

$G_{НС}$ ведет к соответствующему увеличению $G_{УТ}$ (рисунок 4). Кроме того, видно, как изменение Q приводит к изменению $G_{УТ}$.

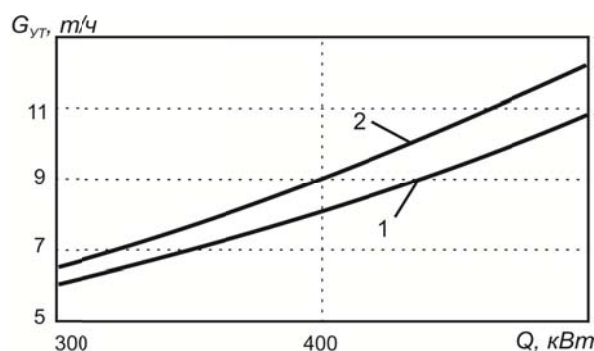


Рисунок 4 – Зависимость расхода $G_{УТ}$ от отводимой тепловой мощности Q :
1 – $G_{НС} = 25 \text{ м}^3/\text{ч}$; 2 – $G_{НС} = 30 \text{ м}^3/\text{ч}$

Полученные зависимости (7) и (8) справедливы и для случая, когда вспомогательное оборудование в объединенной СО включено последовательно с главным двигателем. При этом под Q понимается суммарный теплоотвод. При параллельном включении главного двигателя и вспомогательного оборудования картина несколько меняется. Рассмотрим такую объединенную систему (рисунок 5).

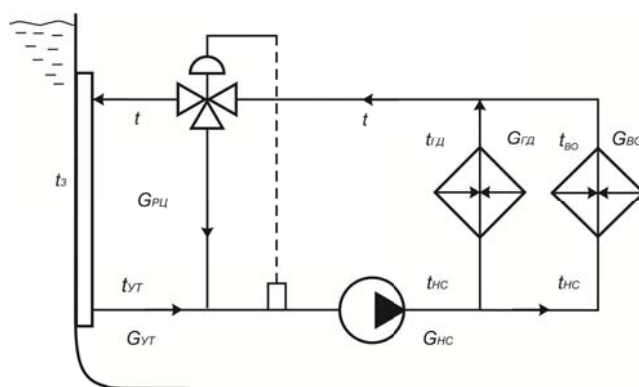


Рисунок 5 – Схема организации рециркуляции в одноконтурной ЗСО с параллельным соединением оборудования

Температуры на выходе охлаждаемого оборудования могут быть определены как:

$$t_{ГД} = t_{НС} + \frac{Q_{ГД}}{Q_{ГД} \cdot C_p}, \quad (9)$$

$$t_{ВО} = t_{НС} + \frac{Q_{ВО}}{G_{ВО} \cdot C_p}. \quad (10)$$

Используя полученные выражения для $t_{ГД}$ и $t_{ВО}$, а также зависимость (2), после преобразований находим:

$$G_{УТ} = \frac{\frac{Q_{ВО}}{G_{ВО} \cdot C_p} G_{НС} + \left(\frac{Q_{ГД}}{G_{ГД} \cdot C_p} - \frac{Q_{ВО}}{G_{ВО} \cdot C_p} \right) \cdot G_{ГД}}{t_{НС} + \frac{Q_{ВО}}{G_{ВО} \cdot C_p} - t_{УТ} - \left(\frac{Q_{ГД}}{G_{ГД} \cdot C_p} - \frac{Q_{ВО}}{G_{ВО} \cdot C_p} \right) \frac{G_{ГД}}{G_{НС}}} \quad (11)$$

Воспользовавшись формулой (5) для нахождения $t_{УТ}$, а также обозначив:

$$\frac{Q_{\text{BO}}}{G_{\text{BO}} \cdot C_p} = A,$$

$$G_{\text{ГД}} \left(\frac{Q_{\text{ГД}}}{G_{\text{ГД}} \cdot C_p} - \frac{Q_{\text{BO}}}{G_{\text{ГД}} \cdot C_p} \right) = B$$

После преобразований запишем выражение (11) в виде:

$$G_{\text{УТ}}^2 C_p \left(t_{\text{НС}} - t + A - \frac{B}{G_{\text{НС}}} \right) +$$

$$+ G_{\text{УТ}} \left\{ K \cdot F \left[0,5 t_{\text{НС}} - t_3 + 0,5 \left(A - \frac{B}{G_{\text{НС}}} + t \right) \right] - C_p \cdot B \right\} -$$

$$- 0,5 (A \cdot G_{\text{НС}} + B) K \cdot F = 0. \quad (12)$$

Температура t может быть найдена как:

$$t = \frac{t_{\text{ГД}} \cdot G_{\text{ГД}} + t_{\text{ВО}} \cdot G_{\text{ВО}}}{G_{\text{НС}}}. \quad (13)$$

При этом имеем в виду, что $t_{\text{ГД}}$ и $t_{\text{ВО}}$ зависят от подводимого теплового потока и определяются с использованием зависимостей (9) и (10). Тогда после подстановки этих уравнений в (13) имеем:

$$t = \frac{t_{\text{НС}} \cdot G_{\text{НС}} + \frac{1}{C_p} (Q_{\text{ГД}} + Q_{\text{ВО}})}{G_{\text{НС}}}. \quad (14)$$

Уравнение (12) с учетом (14) окончательно приобретает вид:

$$a \cdot G_{\text{УТ}}^2 + b \cdot G_{\text{УТ}} + c = 0, \quad (15)$$

где

$$a = C_p \left(\frac{Q_{\text{ГД}} + Q_{\text{ВО}}}{C_p \cdot G_{\text{НС}}} + A - \frac{B}{G_{\text{НС}}} \right),$$

$$b = K \cdot F \left[0,5 t_{\text{НС}} - t_3 + 0,5 \left(A - \frac{B}{G_{\text{НС}}} + \frac{Q_{\text{ГД}} + Q_{\text{ВО}}}{C_p G_{\text{НС}}} \right) \right] - C_p \cdot B,$$

$$c = 0,5 K \cdot F (A \cdot G_{\text{НС}} + B).$$

Выражение (15) является квадратным уравнением, решение которого может быть легко найдено. Расход $G_{\text{РЦ}}$ определяется по зависимости (8).

Заключение.

Таким образом, при организации рециркуляции имеется возможность обеспечить требуемые температурные условия эксплуатации энергетического оборудования. Получены выражения, позволяющие рассчитать количество рециркулирующего и подаваемого в УТ теплоносителя в зависимости от температуры заборной воды, коэффициента теплопередачи УТ, площади его теплопередающей поверхности и других параметров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федоровский, К.Ю. Увеличение длительности работы систем охлаждения СЭУ без приема заборной воды / К.Ю. Федоровский, Д.В. Бурков // Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. – Вып. 4(267). – 2016. – С. 35–39.
2. Федоровская, Н.К. Экологически безопасные системы охлаждения судовых энергетических установок / Н.К. Федоровская, К.Ю. Федоровский // Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. – Вып. 4(267). – 2016. – С. 69–72.
3. Звягинцев, А.Ю. Морские техноэкосистемы энергетических станций / А.Ю. Звягинцев, А.В. Мощенко. – Владивосток: Дальнаука, 2010. – 343 с.

4. Martin, R. Speight, Peter A. Henderson. Marine Ecology: Concepts and Applications. – Wiley–Blackwell, 2013 – 272 p.
5. Замкнутые системы охлаждения судовых энергетических установок: монография / К.Ю. Федоровский, Н.К. Федоровская. – М.: ИНФРА–М, 2017. – 160 с.
6. Федоровский, К.Ю. Замкнутая система охлаждения для энергетических установок судов технического флота / К.Ю. Федоровский, Д.Г. Никитин и др. // Судостроение. – 1980. – № 5. – С. 26–27.

Федоровский Константин Юрьевич

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь,
доктор технических наук, профессор, заведующий
кафедрой «Энергоустановки морских судов и
сооружений»,
299053, Севастополь, ул. Университетская 33.
Тел. +79787096617,
E-mail: fedkonst@rambler.ru

Федоровская Надежда Константиновна

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь,
сотрудник тематической лаборатории «Эффективные
энергоустановки и технологии»,
299053, Севастополь, ул. Университетская 33.
Тел. +79787096536,
E-mail: n.fedorovskaya14@mail.ru

K.Yu. FEDOROVSKY, N.K. FEDOROVSKAYA

ECOLOGICALLY SAFE SYSTEM FOR COOLING POWER PLANTS

Abstract. *On the example of ship power plants, the issues of creating effectively functioning closed cooling systems that exclude seawater intake and, on this basis, ensuring ecological safety of operation are considered. The necessary design dependencies on the thermal regulation of such a system are obtained, which ensures optimal conditions for its operation at various temperatures of the seawater.*

Keywords: *Cooling system, power installation, fish stocks, recycling.*

BIBLIOGRAPHY

1. Fedorovskiy, K.YU. Uvelicheniye dlitelnosti raboty sistem okhlazhdeniya SEU bez priyema zabornoj vody / K.YU. Fedorovskiy, D.V. Burkov // Trudy Sankt–Peterburgskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnicheskogo universiteta. – Vyp. 4(267). –2016. – S. 35–39.
2. Fedorovskaya, N.K. Ekologicheski bezopasnyye sistemy okhlazhdeniya sudovykh energeticheskikh ustanovok / N.K. Fedorovskaya, K.YU. Fedorovskiy // Trudy Sankt–Peterburgskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnicheskogo universiteta. – Vyp. 4(267). –2016. – S. 69–72.
3. Zvyagintsev, A.YU. Morskiye tekhnookosistemy energeticheskikh stantsiy / A.YU. Zvyagintsev, A.V. Moshchenko. – Vladivostok: Dalnauka, 2010. – 343 s.
4. Martin, R. Speight, Peter A. Henderson. Marine Ecology: Concepts and Applications. – Wiley–Blackwell, 2013 – 272 p.
5. Zamknutyie sistemy okhlazhdeniya sudovykh energeticheskikh ustanovok: monografiya / K.YU. Fedorovskiy, N.K. Fedorovskaya. – М.: INFRA–М, 2017. – 160 s.
6. Fedorovskiy, K.YU. Zamknutaya sistema okhlazhdeniya dlya energeticheskikh ustanovok sudov tekhnicheskogo flota / K.YU. Fedorovskiy, D.G. Nikitin i dr. // Sudostroyeniye. – 1980. – № 5. – S. 26–27.

Fedorovskiy Konstantin Yuryevich

Sevastopol State University Sevastopol,
Doctor of Techn. Sciences, Professor, Head of department
Power plants marine vessels and structures,
299053, Sevastopol, Universitetskaya, 33,
Tel. +79787096617
E-mail: fedkonst@rambler.ru

Fedorovskaya Nadezhda Konstantinovna

Sevastopol State University,
Employee of laboratory of efficient power plants and
technologies,
299053, Sevastopol, Universitetskaya, 33,
Tel. +79787096536
E-mail: n.fedorovskaya14@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).

- Водном 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. Междустроочный 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. Подрисуночные надписи выполнять шрифтом **Times New Roman, 10 пт, полужирным, курсивным**, в конце точка не ставится.

- Рисунки с подрисуночной 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 11.08.2017 г.
Дата выхода в свет
Формат 60х88 1/8. Усл. печ. л. 9,56.
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