

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.

Савин Л.А. д-р техн. наук, проф.

Шоркин В.С. д-р физ.-мат. наук, проф.

Члены редколлегий:

Бухач А. д-р техн. наук, проф. (Польша)

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)

Запонец Я. д-р техн. наук, проф. (Чехия)

Зубчанинов В.Г. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Киричек А.В. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Копылов Ю.Р. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Кузичкин О.Р. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Кухарь В.Д. д-р техн. наук, доц. (Россия)

Лавриненко В.Ю. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Ли Шэнбо. канд. техн. наук, доц. (Китай)

Мирсалимов В.М. д-р физ.-мат. наук, проф. (Азербайджан)

Мудюкин 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)

Поляков Р.Н. д-р техн. наук, доц. (Россия)

Распопов В.Я. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Смоленцев В.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Солдаткин В.М. 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:

Тюхтя 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, 2018

Содержание

Теоретическая механика и ее приложения

Мишин С.В. Технические приложения сейсмических процессов	3
Федоровский К.Ю. Теплоотвод обшивочных теплообменников в смежные необогреваемые участки судовой обшивки	10
Пивень В.Ф. Теоретическое обоснование обобщенного закона фильтрации жидкости в пористой среде	15

Механика деформируемого твердого тела, динамика и прочность

Козел А.Г. Влияние сдвиговой жёсткости основания на напряжённое состояние сэндвич-пластины	25
Тихоненкова О.В., Бегун П.И., Сергеев Т.В., Зеленова Д.В., Толкачев П.И. Биомеханические исследования поясничного отдела позвоночника человека при антиортостатической нагрузке	35
Ветрогонов А.А. Влияние нагрева при ремонте кузова на пассивную безопасность автомобиля	48

Машиностроительные технологии и оборудование

Самойлов В.Б., Смирнов А.Р. Оценка формы изнашиваемой поверхности детали методами 3D сканирования при ее реновации	55
Куц В.В., Зубкова О.С., Гатиев М.Ш. Анализ изменения кинематических углов спирального сверла при низкочастотном вибрационном сверлении	62
Канатников Н.В., Кожус С.В., Харламов Г.А., Пашиментова А.С. Структура процесса оптимизации механической обработки металла	71
Слинко Д.Б., Дорохов А.С., Денисов В.А., Добрин Д.А. Повышение износостойкости рабочих органов почвообрабатывающих машин дуговой наплавкой твердыми сплавами	77

Машиноведение и мехатроника

Майоров С.В., Махова Н.Н. Параметрическая модель активного магнитного подшипника на основе конечно-элементного подхода	82
Родичев А.Ю., Фетисов А.С., Токмаков Н.В., Корнаев А.В. Модуль экспериментальной установки для исследования влияния температурно-вязкостного клина на трение в подшипниках скольжения	88
Сытин А.В., Шутин Д.В., Кузавка А.В., Бабин А.Ю., Кожус С.В. Модернизация экспериментального стенда для исследования подшипников скольжения путем применения мехатронных модулей	95
Беляев А.В., Поляков Р.Н. Подходы к повышению надежности силовой электроники мехатронных систем путем применения методов адаптивно-предиктивного анализа	104
Фетисов А.С., Бабин А.Ю. Применение мехатронных систем в опорных узлах роторных агрегатов	110

Приборы, биотехнические системы и технологии

Мамошин А.В., Серёгина Е.С., Потапова Е.В., Шепелева А.И., Дунаев А.В., Альянов А.Л., Иванов А.Е., Аладов А.В. Оптимизация освещения операционного поля с помощью динамически управляемых полупроводниковых источников света	119
Малютин Д.М. Динамические характеристики управляемого гиросtabilизатора на датчиках угловой скорости	126

Контроль, диагностика, испытания и управление качеством

Бурилич И.Н., Тютюнов Д.Н., Студеникина Л.И., Машков Е.Ю., Конорева Н.А. Один из вариантов оптимального распределения потребителей электрической энергии на основе заданных лимитов	142
---	-----

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.

Savin L.A. Doc. Sc. Tech., Prof.

Shorkin V.S. Doc. Sc. Ph. - Math., Prof.

Member of editorial board:

Bukhach A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Poland)

Golenkov V.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Dyakonov A.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Emelyanov S.G. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Zapomel Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Czech Republic)

Zubchaninov V.G. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Kirichek A.V. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Kopylov Yu.R. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Kuzichkin O.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)

Polyakov R.N. Doc. Sc. Tech., Assist. Prof. (Russia)

Raspopov V.Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Smolenzov V.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Soldatkin V.M. 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, 2018

Contents

Theoretical mechanics and its applications

Mishin S.V. Draft addendum of seismic processes to engineering	3
Fedorovskiy K.Yu. Principles of construction of closed cooling systems ship diesel energy installations	10
Piven V.F. Theoretical substantiation of the generalized law of filtration of a liquid in a porous medium	15

Mechanics of deformable solids, dynamics and strength

Kozel A.G. Influence of shear strong pastner basis on the stressed state of the sandwich plate	25
Tikhonenkova O.V., Begun P.I., Sergeev T.V., Zelenova D.V., Tolkachyov P.I. Biomechanical studies of the lumbar spine human with an antiorthostatic load	35
Vetrogon A.A. Influence of repair heaters at the repair of the body on the passive safety of the vehicle	48

Machine-building technologies and equipment

Samoylov V.B., Smirnov A.R. Estimation of the form of the detailed surface of the details by 3D scan methods at its renovation	55
Kuts V.V., Zubkova O.S., Gatiev M.S. Analysis of change of kinematic spiral angles drills at low frequency vibration drilling	62
Kanatnikov N.V., Kozhus S.V., Kharlamov G.A., Pashmentova A.S. Structure of the process of optimization of mechanical treatment of metal	71
Slinko D.B., Dorohov A.S., Denisov V.A., Dobrin D.A. Increase of wear-resistance of working bodies of soil-processing machines by arc welding by solid alloys	77

Machine Science and Mechatronics

Majorov S.V., Makhova N.N. Parametric model of active magnetic bearing on the basis of the finite element approach	82
Rodichev A.Yu., Fetisov A.S., Tokmakov N.V., Kornae A.V. Test rig module for temperature-viscosity wedge influence on friction in fluid-film bearings study	88
Sytin A.V., Shutin D.V., Kuzavka A.V., Babin A.Yu., Kozhus S.V. Modernization of the test rig for studying fluid-film bearings by applying mechatronic devices	95
Belyaev A.V., Polyakov R.N. Approaches to increase the reliability of power electronics of mechatronic systems by using adaptive predictive analysis methods	104
Fetisov A.S., Babin A.Yu. Application of mechatronic systems in bearings of rotor machines	110

Devices, biotechnical systems and technologies

Mamoshin A.V., Seryogina E.S., Potapova E.V., Shepeleva A.I., Dunaev A.V., Alyanov A.L., Ivanov A.E., Aladov A.V. Optimization of operating field lighting using dynamically controlled semiconductor light sources	119
Malyutin D.M. Dynamic characteristics of the controlled gyro stabilizer on the sensors of angular velocity	126

Monitoring, Diagnostics, Testing and Quality Management

Burilich I.N., Tyutyunov D.N., Studenikina L.I., Mashkov E.Yu., Konoreva N.A. One of the options for the optimal distribution of electricity consumers based on specified limits	142
--	-----

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА И ЕЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

УДК 621.81

С.В.МИШИН

ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ СЕЙСМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Аннотация. Рассматриваются возможности применения сейсмологических методик для решения некоторых задач производства. Предлагается номограмма для оценки интенсивности сотрясений при промышленных взрывах; рассмотрена технология сравнительной оценки твердости–мягкости материалов; определена возможность создания устройства набора информации с использованием сейсмического излучения, предлагается даже устройство двигателя внутреннего сгорания на принципе преобразования сейсмического излучения во вращательное движение.

Ключевые слова: сейсмическое излучение, взрыв, твердость, набор информации, двигатель.

Введение

Сейсмологические методы применяются в промышленном производстве, хотя возможности их еще полностью не раскрыты. Мы относим к этим методам, в первую очередь, сейсморазведку в разных вариантах; объемы сейсморазведочных работ давно превысили объемы собственно сейсмологических работ [1]. Сотрясения, сопровождающие работу технических устройств, исследуются и подавляются на основе технологий, аналогичных сейсмологическим методикам, однако именуемых сейчас виброметрией [2].

Мы остановимся здесь на некоторых возможностях сейсмологических методов, которые разрабатывались в СВКНИИ ДВО РАН и где получены результаты на уровне изобретений. Было установлено экспериментально, что сейсмическое излучение представляет собой распространение механического импульса в сплошной среде, при передаче импульса по законам удара действует ньютоновская сила – производная импульса по времени [3]; это основное отличие нашей работы от ортодоксальной сейсмологии.

Оценки интенсивности сотрясений от промышленных взрывов

Интенсивность сотрясения от промышленного взрыва по стандартным методикам оценивается по эмпирическим формулам М.А.Садовского [4]. В результате проведения экспериментов и на основе положений классической механики мы представляем сейсмические эффекты взрывов в следующей схеме [5].

а) В процессе взрывания химического заряда продукты взрывной реакции приобретают кинетическую энергию, равную потенциальной химической энергии заряда ВВ. Масса продуктов реакции, равная массе заряда, приобретает механический импульс

$$P = \sqrt{2ME} = M \cdot \sqrt{2K},$$

где М – масса заряда, равная массе продуктов реакции взрыва, Е – химическая энергия заряда $E = MK$, К – энергетический эквивалент единицы массы заряда. Сейсмическая интенсивность взрыва характеризуется именно значением импульса Р, переданного в среду при взрыве.

б) В пункте взрыва ПВ на среду окружающую заряд, действует сила $F = dP/dt$, характеризующая изменение импульса во времени. Импульс распространяется из пункта взрыва со скоростью продольных волн, передаваясь от частицы к частице среды по законам удара. Сейсмическое излучение распространяется из источника – ПВ – в виде сферического слоя, в котором содержится весь импульс, переданный среде взрывом. Плотность импульса на поверхности волнового фронта убывает с расстоянием: $G = P/4\pi R^2$; на поверхности волнового фронта действует сейсмическое давление $f = dG/dt$.

в) Для грубой оценки сейсмического действия взрывов на разных расстояниях от заряда можно воспользоваться номограммой, представленной на рисунке 1. Номограмма применяется так: на левой вертикальной шкале выбирается значение массы заряда

взрывчатки, на следующей оси выбирается значение энергетического эквивалента ВВ (например, для аммонита 4.2×10^6 Дж/кг). Проводя отрезок прямой через выбранные значения, получаем на шкале Р значение переданного в среду при взрыве импульса. На следующей оси выбираем значение продолжительности взрыва – отношения длины заряда к скорости его детонации: $\Delta t = L/v_d$. Проводя прямую из точки на шкале Р через точку на шкале Δt , отметим на шкале F значение силы, действующей на стенки взрывной камеры. Теперь на шкале R отметим значение расстояния до пункта, в котором желательно оценить сейсмическое действие взрыва. Проводя отрезок прямой через выбранные точки на шкале F и на шкале R, мы получим на оси f значение сейсмического давления, которое и определяет сейсмические эффекты. Этому значению давления соответствуют значения колебательной скорости грунта V_k и балла сотрясения по стандартной шкале MSK–64.г).

В качестве практического применения таких оценок можно рассчитать размеры металлической емкости, которой можно закрыть заряд взрывчатки (например, оставленного террористом взрывного устройства), чтобы обезопасить окружающих от его действия. Т.к. давление частиц обратно пропорционально квадрату расстояния до заряда, если прикрыть заряд полусферой, выполненной из достаточно прочного материала, заряд внутри полусферы может быть взорван достаточно безопасно. Например, полусфера из стальной сетки радиусом 0,5 м может обезопасить взрыв килограммового заряда тротила.

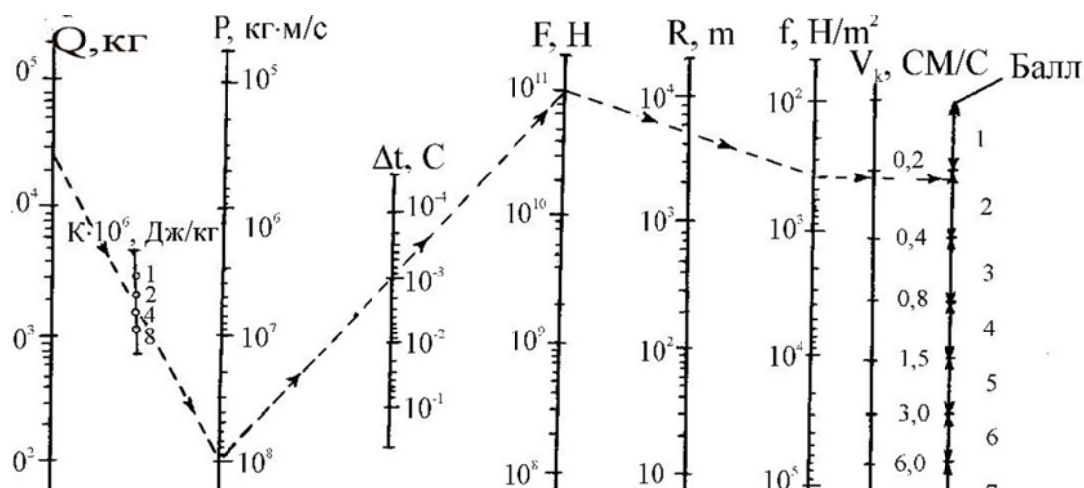


Рисунок 1 – Номограмма для оценки параметров сейсмического излучения промышленного взрыва

Определение твердости и прочности материалов.

Для оценки твердости минералов используется шкала Мооса, которая устанавливает условные значения твердости 10 минералов, между которыми располагаются остальные вещества. Для технических целей применяются методы, основанные на вдавливании шарика из закаленной стали в испытываемый образец (метод Бринелля, Роквелла), или на вдавливании алмазной пирамидки (методы Виккерса и др.). Эти методы разработаны для оценки твердости жестких материалов и не применяются для определения твердости мягких материалов. Между тем нередко возникают ситуации, когда желательно определить, становится ли материал тверже в процессе его изменения, например, при высыхании древесины или в процессе отвердевания бетона. В лаборатории разработан простой способ сравнительного определения твердости (или мягкости) материалов, основанного на параметрах сейсмических сигналов, формируемых в процессе ударов [6].

На рисунке 2 сопоставлены сейсмограммы ударов стального шарика, свободно падающего с выбранной высоты на основание, покрытое разными материалами. При одинаковой энергии ударов и равных импульсах, переданных при ударах, сейсмограммы имеют значительные различия, определяющие деформируемость сред, воспринимающих удары. При падении шарика на пластилин сигнал характеризуется большой амплитудой и крутым передним фронтом, при ударе этого же шара о вазелин амплитуда сигнала

оказывается значительно меньше, а передний фронт значительно более пологим. Деформируемость материалов при таких испытаниях можно характеризовать двумя величинами – значением амплитуды первого смещения и наклоном переднего фронта сигнала. Из сопоставления представленных сейсмограмм можно заключить, что рассыпанная соль мягче, чем пластилин, но поролон и вазелин еще мягче. Сопоставляя разные материалы можно таким образом получать количественные характеристики их относительной твердости.

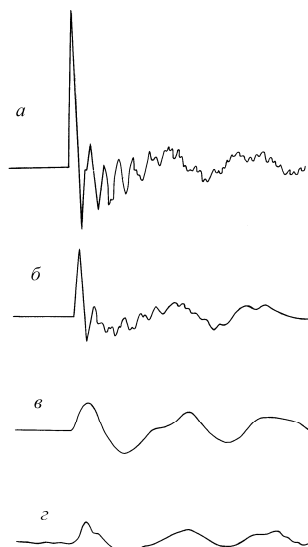


Рисунок 2 – Формы сейсмических сигналов при одинаковых ударах по разным средам:
а – пластилин; б – соль «Экстра»; в – поролон; г – вазелин.

На рисунке 3 сопоставлены сейсмограммы таких же ударов по поверхности силикатного клея, налитого в чашку. Первая сейсмограмма получена при ударе шарика на поверхность клея сразу после заполнения емкости – клей был еще жидким. Вторая сейсмограмма получена через три часа после заполнения – клей начал отвердевать. Третья сейсмограмма получена через сутки – твердость клея увеличилась, что четко фиксирует сейсмограмма.

С помощью анализа последствий ударов можно оценивать также прочность стекол разного состава. Если притереть образец стекла к полированной металлической пластине и уронить на поверхность стекла стальной шар с выбранной высоты, в стекле появляется коническая трещина. При разной прочности стекла одинаковые удары приводят к появлению таких конических трещин разной глубины, что позволяет использовать их для оценки прочности разных сортов стекла [7].

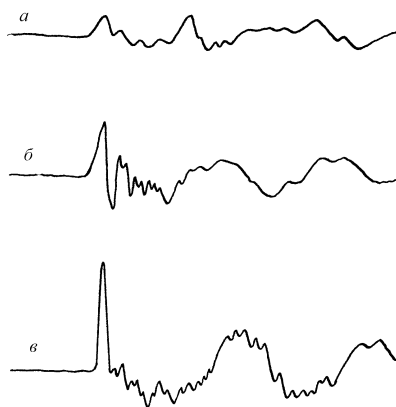


Рисунок 3 – Сейсмограммы ударов стального шарика по поверхности силикатного клея:
а – сразу после заполнения емкости; б – через 3 часа после заполнения; в – через сутки после заполнения

Устройство для набора информации

Для занесения информации используют пишущие и счетные машины, дисплеи, компьютеры разного назначения. Важным устройством ввода информации служат клавиатуры, имеющие разные типы (сенсорные, псевдосенсорные, клавишные и др.). Сейсмология может предложить особенный тип бесклавишного устройства ввода, имеющий ряд преимуществ перед известными типами. Известные типы устройств ручного ввода информации обычно довольно требовательны к окружающей среде – они хорошо работают в чистых помещениях и совершенно не приспособлены к работе под водой или в сильно запыленных цехах. Устройство набора информации, основанное на распространении сейсмических сигналов, может быть выполнено в герметичной оболочке и мало зависеть поэтому от внешней среды.

Основной новинкой, предлагаемой сейсмологами, является отсутствие клавиш на табло – табло просто рисуется красками на однородной пластине. К обратной стороне пластины в соответствии с изображенными на лицевой стороне символами укрепляются пьезоэлектрические сейсмоприемники – кристаллы сегнетовой соли или пьезокерамики, которые формируют электрические сигналы при механическом возбуждении, вызванном легким касанием пальцев лицевой стороны «клавиатуры». Сигнал, вызванный таким касанием, распространяется в пластине и достигает приемника, соответствующего символу, в районе которого проводился удар, раньше, чем действует на остальные сейсмоприемники, укрепленные на пластине. Сейсмический сигнал распространяется в пластине со скоростью продольных волн, значительно меньшей, чем скорость электрических взаимодействий. Поэтому электрический сигнал, сформированный первым сейсмоприемником, успевает закрыть электрические каналы всех остальных датчиков, получивших сейсмический сигнал позже. Таким образом, на срабатывающее устройство подается электрический импульс, соответствующий символу, вблизи которого был совершен легкий удар.

Формула изобретения в описании изобретения к авторскому свидетельству [6], выглядит следующим образом: «Устройство для бесконтактного набора информации, содержащее M сенсорных площадок и формирователь сигнала, отличающееся тем, что с целью расширения области применения, в него введены сейсмориетники по числу сенсорных площадок и опорная плита, на которой расположены сейсмоприемники, а сенсорные площадки выполнены в виде зон на сплошной жесткой сенсорной пластине, причем зоны акустически связаны с сейсмоприемниками, выходы которых подключены к соответствующим входам формирователя сигналов». В этом устройстве используется различие скоростей сейсмических и электрических сигналов.

Двигатель внутреннего сгорания

В прессе встречалось определение транспортного средства, претендующего на общность: «автомобиль есть тележка, снабженная источником энергии». Это определение на наш взгляд по меньшей мере неточно: такая тележка может сгореть или взорваться, но не обязательно двигаться в заданном направлении. Мы бы определили автомобиль, как тележку, снабженную источником импульса, т.к. импульс в отличие от энергии – векторная величина, она включает и направление перемещения тележки. И двигатель мы рассматриваем здесь как устройство для вырабатывания количества движения, которое может преобразовываться движителем. В любом двигателе неизбежно перемещается масса, это движение из поступательного преобразуется во вращательное и наоборот. Вращающееся колесо обычно рассматривается как рабочий орган двигателя. Его вращение характеризуется скоростью и мощностью в зависимости от типа устройства. Сам двигатель можно рассматривать с нашей точки зрения как преобразователь импульса, появляющегося в камере сгорания в результате вспышки топлива. Как показывалось выше, в результате вспышки химическая энергия топлива переходит в кинетическую энергию продуктов реакции – частицы этих продуктов (отработанный газ) ударяют о стенки камеры сгорания и отдают там приобретенный импульс (количество движения). В камере создается давление, которое приводит к перемещению поршня двигателя – эта часть кинетической энергии вспышки и используется для выполнения полезной работы. На таких принципах и работают все

известные двигатели внутреннего сгорания. Важной частью современных моторов является коленчатый вал – средство преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение рабочего органа – колеса. В работе двигателя имеются две мертвые точки – когда движение поршня совпадает с плоскостью колена коленчатого вала, поршень не может повернуть вал, для преодоления мертвых точек используют инерцию маховика или многопоршневые системы. Но это не единственный тип преобразователя поступательного движения во вращательное. Если нам необходимо вращать колесо, мы не обязательно приделываем к нему ручку. Обычно мы вращаем колесо без ручки касательными ударами руки по ободу и, как правило, добиваемся успеха. Во время касательных ударов по ободу колесо приобретает импульс в направлении ударов и таким образом наши удары (поступательное движение массы руки) преобразуются во вращательное движение колеса. Этот принцип был предложен для конструирования двигателей нового типа [7]. На рисунке 4 сопоставлены принципиальные возможности передачи движения рабочему органу – колесу.

Рисунок 4 а иллюстрирует традиционную схему двигателей внутреннего сгорания – вращение колеса с помощью штока и коленвала; на рисунке 4б изображена схема передачи движения из камеры сгорания с помощью синхронного прижимания конца штока к ободу колеса.

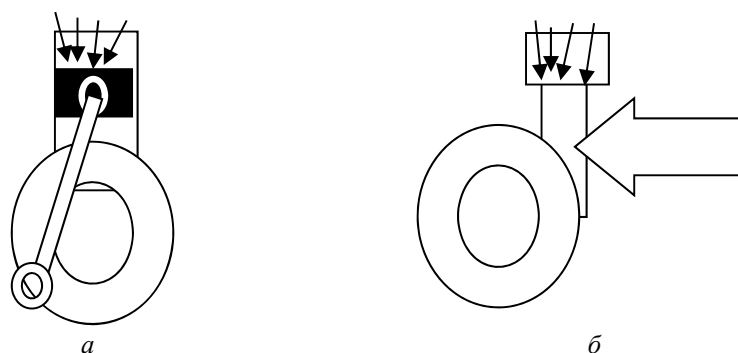


Рисунок 4 – Сопоставление способов приведения во вращение колеса:
а – вращение за ручку (обычный двигатель); б – удары по ободу (предлагаемое)

Основой такого устройства служит камера сгорания, в которой происходят кратковременные вспышки топлива. Камера сгорания жестко соединена со штоком – проводником сейсмического излучения (количества движения, выделяющегося при вспышке топлива). Шток имеет возможность в выбранные моменты времени прижиматься к ободу колеса, служащего рабочим органом устройства. Для надежности контакта штока с ободом колеса желательно нижнюю часть колеса погрузить в воду или в масло. Моменты начала сжатия смеси, вспышки, прижимания штока к рабочему органу синхронизируются электронной схемой – блоком синхронизации двигателя. Шток прижимается к ободу колеса в те моменты, когда к его концу подходят сейсмические сигналы, генерированные при вспышках топлива в камере сгорания. Во время актов прижимания импульс с конца штока передается элементам массы колеса, отчего колесо вращается. Блок синхронизации (в простейшей форме – мультивибратор с изменяемой частотой повторения сигналов) позволяет выбрать время задержки между моментами вспышки топлива и моментом подхода сейсмической волны к концу штока. Продолжительность прижимания штока к ободу колеса должна совпадать со временем вспышки топлива, в остальное время рабочий орган выполняет полезную работу. На рисунке 5 приведена схема устройства.

Двигатель, выполненный по рассмотренной схеме, оказывается более простым в исполнении и обладает большими возможностями при изменении режимов работы. Такой мотор не имеет «мертвых точек» и может менять мощность как за счет изменения размеров навески горючего, формирующего вспышку, так и за счет изменения частоты вспышек, формируемой электронной схемой.

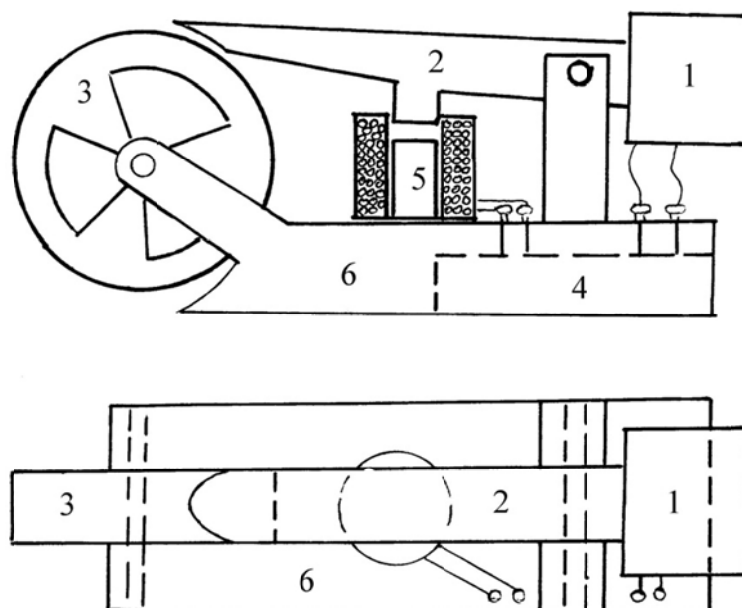


Рисунок 5 – Устройство двигателя:

*1 – камера сгорания (вибровозбудитель); 2 – шток, передающий импульс из камеры сгорания рабочему органу;
3 – рабочий орган (колесо); 4 – электронное устройство синхронизации; 5 – реле; 6 – станина*

Заключение

Сейсмические процессы в природе и в технике разнообразны и многочисленны. Простой сейсмоприемник может фиксировать удары, взрывы, движение транспорта и морской прибой. Сейсмоприемник, установленный на автомобиле, может регистрировать качество дорожного покрытия, приемник, укрепленный в клетке животного, может характеризовать подвижность животного, приемник, установленный на флюгере, даст информацию о порывах ветра и т.д. Однако нынешняя техника использует такие возможности совершенно недостаточно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сейсморазведка. Справочник геофизика/ под ред. И.И.Гурвича и В.П.Номоканова. М: Недра,1981. 464 с.
2. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. Т.5. Измерения и испытания. М:Машиностроение, 1981. 496 с.
3. Мишин С.В., Хасанов И.М. О физике сейсмических процессов // Геофизика №4, 2015, с.73–80.
4. Цейтлин Я.И., Смолий Н.И. Сейсмические и ударные воздушные волны промышленных взрывов. М: Недра, 1981. 190 с.
5. Мишин С.В. О сейсмическом действии взрывов // «Научное обозрение» №20, 2015, с.75–80.
6. Мишин С.В., Шарафутдинова Л.В. Способ оценки сопротивления материалов деформации при ударном нагружении. Бюлл. изобр. 1997, №33.
7. Воропаева Е.Н., Мишин С.В., Шарафутдинова Л.В. Способ оценки динамической прочности хрупких материалов. SU 1698689 A1 Бюлл. изобр. 1991, №46
8. Мишин С.В., Шищенко А.П. Устройство для бесконтактного набора информации. SU 1515362. Бюл.изобр.1989, № 38.
9. Мишин С.В.Ю Шищенко А.П. Вибродвигатель // Бюлл. изобр. 1995, № 30.

Мишин Сергей Владимирович

Северо–Восточный комплексный научно–исследовательский институт им. Н.А. Шило ДВО РАН
канд. физ.–мат. наук, научн. сотр. СВКНИИ ДВО РАН
685000, Магадан, ул.Портовая, 16, СВКНИИ
Тел. 8 914 867 82 52
e–mail: mishin@neisri.ru

S.V. MISHIN

DRAFT ADDENDUM OF SEISMIC PROCESSES TO ENGINEERING

Abstract. *Facility of seismological method appliance for engineering solutions is considered. Alignment chart for tremor intensity of industrial explosion is offered, technology for comparative estimate of material solidity–lenity is considered, resource appliance set with application of seismic eradiation is fixed. Explosion engine just with principle of conversion of seismic radiation at progressive rotation is offered.*

Keywords: *seismic radiation, explosion, solidity, set, explosion engine.*

BIBLIOGRAPHY

1. Seismorasvedka. Spravochnik geofisika / pod bedaktsijej I.I.Gurvicha i V.P.Nomokanova. // M:Nedra, 1981, 464 p.
2. Vibratsii v tehnikе. Spravochnik v 6 tomah. T.5. Ismerenija i ispytanija. M:Mashinostroenile, 1981, 496 p.
3. Mishin S.V., Hasanov I.M. O fisike seismicheskikh protsessov. // Geofisika №4, 2015, pp 73–80.
4. Tseitlin Ja.I., Smolij N.I. Seimicheskie I udarnyje wosdushnyje wolny promyshlennyh wsryvov. // M:Nedra, 1981, 190 p.
5. Mishin S.V. O seimicheskom deistvii wsryvov. // Nauchnoe obosrenie №20, 2015, pp 75–80.
6. Mishin S.V., Sharafutdinova L.V. Sposob otsenki soprotivlenija materialov deformatsii pbi udarnom nagrughenii. // Bull. Isobr. 1997, № 33.
7. Voropaeva E.N., Mishin S.V., Sharafutdinova L.V. Sposob otsenki dinamicheskoy prochnosti hrupkih materialov. SU 1698689 A1 // Bull. Isobr. 1991, № 46.
8. Mishin S.V., Shishchenko A.P. Ustrojstvo dlja beskontaktnogo nabora informatsii. SU1515362. // Bull. Isobr. 1989, № 38.
9. Mishin S.V., Shishchenko A.P. Wibrodvigatel // Bull. Isobr. 1995, № 30.

Mishin Sergey Vladimirovich

NEISRI FEB RAS, Magadan

Ph.D, research assistant of NEISRI FEB RAS,
685000, Magadan, ul. Portovaja, 16.

Ph: +7 914 867 82 52

e–mail: mishin@neisri.ru

К.Ю. ФЕДОРОВСКИЙ

ТЕПЛОТВОД ОБШИВОЧНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ В СМЕЖНЫЕ НЕОБОГРЕВАЕМЫЕ УЧАСТКИ СУДОВОЙ ОБШИВКИ

Аннотация. Рассмотрены вопросы создания экологически безопасных замкнутых систем охлаждения судовых энергоустановок. Основным элементом таких систем являются обшивочные теплообменные аппараты различной конструкции. Для таких аппаратов разработан метод учета теплоотвода в смежные необогреваемые участки судовой обшивки. Это позволило уточнить разработанные методики теплотехнического расчёта таких аппаратов, что способствует более широкому внедрению их практику в судостроения. Приведены примеры внедрения в практику судостроения обшивочных аппаратов лабиринтного и струйного типов.

Ключевые слова: энергоустановка судна, замкнутая система охлаждения, обшивочный теплообменник, теплоотвод.

Введение.

В настоящее время для охлаждения судовых энергетических установок широкое распространение получили разомкнутые система охлаждения. Такие системы предусматривает прием судном заборной охлаждающей воды, которая проходит через элементы системы (насосы, фильтры, охлаждаемое оборудование и арматуру) и затем сбрасывается обратно в окружающую морскую акваторию. Однако у данных систем имеются существенные недостатки.

Первый из них заключается в том, что при работе судна в сильно загрязненной акватории происходит интенсивное засорение системы охлаждения, что может прекратить циркуляцию охлаждающей воды и вызвать аварийную остановку энергетической установки. Это чревато для судна опасными последствиями.

Другой недостаток связан с экологическим аспектом. Разомкнутые судовые системы охлаждения потребляют воду обычно с глубин до 10...15 метров. В этом слое воды сосредоточено большое количество планктона, икринок и рыбной молоди, размеры которых в большинстве случаев измеряются от нескольких микрон до 1...2мм. Используемые на судах фильтры, как правило, имеют размеры проходных отверстий не менее 3...4мм. Таким образом, все указанные организмы попадают в систему охлаждения, при прохождении которой практически полностью погибают. Поскольку планктон является основой пищевой цепочки в море, то это ведет к снижению рыбных ресурсов моря [1].

С учетом указанных обстоятельств в настоящее время всё большее распространение получают замкнутые системы охлаждения энергетических установок судов [2]. В таких системах по замкнутому контуру циркулирует пресная вода, которая отводит теплоту забортной воде в теплообменных аппаратах различной конструкции (бокскулеры, секционные аппараты, размещаемые в специальных выгородках или снаружи корпуса судна и т.д.).

Основная часть.

Довольно широко используется теплообменные аппараты, расположенные с внутренней стороны обшивки корпуса судна – обшивочные теплообменные аппараты (ОТОА). Сред них наибольшее распространение получили лабиринтные ОТОА, в которых на внутренней поверхности судовой обшивки сформирован канал лабиринтного типа [2]. В этом канале движется охлаждаемая пресная вода (рисунок 1,а), которая отдает теплоту через обшивку корпуса судна к забортной воде.

Другой разновидностью ОТОА являются струйные аппараты (рисунок 1,б). В этих аппаратах охлаждаемая вода подводится с внутренней стороны к судовой обшивки посредством системы струй [3]. Подающие сопла находятся в специальной выгородке, заполненной водой. Это довольно эффективная конструкция, которая достаточно простыми средствами позволяет обеспечить требуемый теплоотвод.



Рисунок 1 – Схемы обшивочных теплообменных аппаратов:
а – лабиринтного типа; б – струйного типа

Проведенные теплотехнические исследования позволили определить необходимые для расчета теплопередачи уравнения подобия и на их основе разработать соответствующие методики. Однако данная методика учитывает теплоотвод через стенку ОТОА в перпендикулярном направлении [4].

Обычно толщина судовой обшивки составляет 10...15 мм, а сама обшивка выполнена из стали, коэффициент теплопроводности которой достаточно велик. Для судов ледового плавания толщина обшивки может быть в несколько раз больше. Поэтому при разработке методики расчёта таких аппаратов необходимо учесть дополнительный теплоотвод от нагретых участков судовой обшивки, в районе расположения ОТОА, в смежные необогреваемые участки судовой обшивки.

Рассмотрим этот вопрос подробнее. Будем считать, что для необогреваемого участка судовой обшивки теплоотдачей внутрь корпуса можно пренебречь, поскольку она существенно меньше теплоотдачи забортной воде.

Рассмотрим ОТОА, сопрягаемый с необогреваемым участком судовой обшивки (рисунок 2).

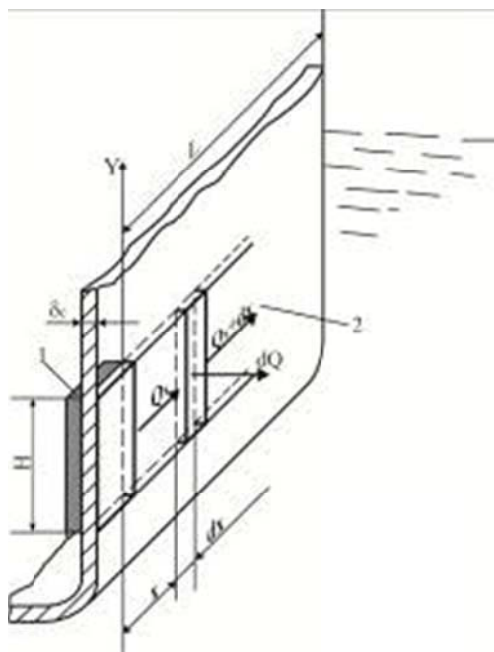


Рисунок 2 – Теплоотвод от ОТОА в смежные необогреваемые участки обшивки корпуса судна:
1 — ОТОА; 2 — необогреваемая часть обшивки корпуса судна

На необогреваемой части обшивки в направлении X выделим на расстоянии x прямоугольный параллелепипед H, dx, δ_c . Для него запишем

$$Q_x = -\lambda_c H \delta_c \frac{d\vartheta}{dx} \text{ или } Q_{xH} = \frac{Q_x}{H} = -\lambda_c \delta_c \frac{d\vartheta}{dx},$$

где ϑ — температурный напор между стенкой судовой обшивки и забортной водой.
Теплоотвод с выделенного участка в забортную воду:

$$dQ = \alpha_2 \vartheta H dx \quad \text{или} \quad dQ_H = \frac{dQ}{H} = \alpha_2 \vartheta dx. \quad (1)$$

В то же время

$$dQ_H = Q_{xH} - Q_{(x+dx)H} = \frac{d}{dx} \left(\lambda_c \delta_c \frac{d\vartheta}{dx} \right) dx. \quad (2)$$

Приравняв (1) и (2), окончательно получим

$$\frac{\partial^2 \vartheta}{dx^2} - \frac{\alpha_2}{\delta_c \lambda_c} = 0.$$

Поскольку $[\alpha_2 / (\delta_c \lambda_c)] > 0$, то решение дифференциального уравнения представляется выражением

$$\vartheta = c_1 e^{mx} + c_2 e^{-mx},$$

где $m = \sqrt{\alpha_2 / \lambda_c \delta_c}$.

Постоянные c_1 и c_2 могут быть найдены, исходя из граничных условий

при $X=0$ $\vartheta = \vartheta_0$;

при $X=L$ $\frac{d\vartheta}{dx} = 0$.

Тогда получаем

$$\vartheta = \vartheta_0 \frac{ch[m(L-x)]}{ch(mx)}, \quad (3)$$

где

$$ch[m(L-x)] = \frac{e^{m(L-x)} + e^{-m(L-x)}}{2};$$

$$ch(mx) = \frac{e^{mx} + e^{-mx}}{2}.$$

Теплота, передаваемая с единицы длины H обшивки корпуса судна, прилегающей к ОТОА, определяется:

$$Q_H = -\lambda_c \delta_c \frac{d\vartheta}{dx} \Big|_{x=0}.$$

С учетом (3) можно найти:

$$Q_H = \lambda_c \delta_c \vartheta_0 m \frac{sh(mL)}{ch(mL)}.$$

В результате имеется возможность рассчитать дополнительный теплоотвод в необогреваемые участки судовой обшивки и учесть, тем самым, его долю в общем теплоотводе. Это позволило уточнить упомянутые выше методики теплотехнического расчета ОТОА.

Уточненная методика была использована при создании замкнутой системы охлаждения с ОТОА лабиринтного типа для самоходного плавкрана проекта 15001 грузоподъемностью 500 тонн (рисунок 3). Два таких аппарата располагались на днище плавкрана, а их суммарная площадь достигала 100 м². Замкнутая система охлаждения успешно прошла все испытания, что позволило внедрить ее на целой серии плавкранов.

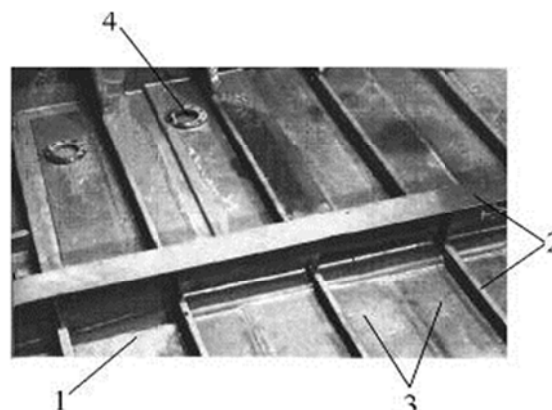
Также была разработана методика расчета ОТОА струйного типа, которая была реализована при создании замкнутой системы охлаждения самоходного плавкрана проекта 16491 грузоподъемностью 150Т (рисунок 4).

Следует отметить, что основным расчетным режимом работы таких аппаратов является наиболее неблагоприятный случай, связанный со стоянкой судна. При этом теплоотдача забортной воде осуществляется при свободной конвекции, при которой, как

известно, достигаемые значения коэффициента теплоотдачи существенно меньше, по сравнению со случаем движения судна, при котором теплоотдача осуществляется при вынужденной конвекции. В результате требуемые площади ОТОА оказываются значительными, а внедрение замкнутых систем охлаждения осуществляется на судах с небольшой энерговооруженности. Поэтому следует искать новые методы интенсификации теплоотдачи к забортной воде. Если удастся найти эффективный метод приемлемый для судостроения в аспектах надежности и технологичности, то это откроет новые возможности для внедрения замкнутых систем охлаждения практически для всех типов судов.



а



б

Рисунок 3 – Плавкран проекта 15201 (а) и общий вид ОТОА лабиринтного типа (б):

1 — судовая обшивка; 2 — элементы набора корпуса судна; 3 — дополнительно наваренные листы; 4 — фланец присоединения патрубка подвода (отвода) охлаждаемой пресной воды



а



б

Рисунок 4 – Плавкран проекта 16491 (а) и общий вид ОТОА струйного типа (б)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федоровская Н.К. Экологически безопасная система охлаждения энергоустановок/ Н.К. Федоровская // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2017. – № 4–2 (324) – С. 127–134.
2. Федоровский К.Ю. Замкнутые системы охлаждения судовых энергетических установок / К.Ю. Федоровский, Н.К. Федоровская. – Москва.: ИНФРА–М, 2017. – С.163
3. Федоровский К.Ю. Замкнутые системы охлаждения с использованием импактных струй / К.Ю. Федоровский, Н.К. Федоровская // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2016. – № 3 (317) – С. 108–114.
4. Федоровский К.Ю. Расчет теплопередачи в судовом обшивочном теплообменном аппарате / К.Ю. Федоровский // Промышленная теплотехника. – 1987. – №6 – С. 44–46.

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

K.Yu. FEDOROVSKIY

PRINCIPLES OF CONSTRUCTION OF CLOSED COOLING SYSTEMS SHIP DIESEL ENERGY INSTALLATIONS

Abstract. *The issues of creation of environmentally safe closed cooling systems for marine power plants are considered. The main element of such systems are the ships shell heat exchangers of various designs. For such devices, method has been developed for taking heat transfer into adjacent non-heated sections of the ships shell. This allowed us to clarify the developed methods of heat engineering calculation of such devices, which contributes to the wider introduction of their practice in shipbuilding. Examples of the introduction into the practice of shipbuilding of the labyrinth and shell heat exchangers devices are given.*

Keywords: *power plants of vessel closed cooling system, shell heat exchanger, heat transfer.*

BIBLIOGRAPHY

1. Fedorovskaya N.K. Ecologically safe system for cooling power plants / N.K. Fedorovskaya // Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology. – 2017. – No. 4–2 (324) – P. 127–134.
2. Fedorovskiy K.Yu. Closed cooling systems for ship power plants / K.Yu. Fedorovskiy, N.K. Fedorovskaya. – Moscow: INFRA-M, 2017. – P.163
3. Fedorovskiy K.Yu. Closed cooling systems using impact jets / K.Yu. Fedorovskiy, N.K. Fedorovskaya // Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology. – 2016. – No. 3 (317) – P. 108–114.
4. Fedorovskiy K.Yu. Calculation of heat transfer in a ship heat-exchange vessel / K.Yu. Fedorovskiy // Industrial Heat Engineering. – 1987. – № 6 – P. 44–46.

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

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ОБОБЩЕННОГО ЗАКОНА ФИЛЬТРАЦИИ ЖИДКОСТИ В ПОРИСТОЙ СРЕДЕ

Аннотация. Получены уравнения для импульса, кинетического момента, кинетической и полной энергии изотермической фильтрации жидкости в пористой среде, которые являются конкретными аналогами уравнений механики сплошных сред. Полагается в общем случае, что жидкость и пористая среда сжимаемые, пористая среда анизотропная неоднородная и характеризуется несимметричными тензорами сопротивления и проницаемости. Исходя из этих уравнений, обосновывается закон фильтрации в такой среде, отыскиваются ограничения на компоненты тензоров, при которых имеет место этот закон, обобщающий закон Дарси. Обобщённый закон фильтрации совместно с уравнением неразрывности (законом сохранения массы) и уравнениями состояния жидкости и пористой среды являются основными для исследования фильтрационных процессов, имеющих место при добыче флюидов (воды, нефти, газа) из природных пластов грунта сложной геологической структуры.

Ключевые слова: фильтрация, динамические уравнения, анизотропная среда, обобщённый закон фильтрации.

Введение

В опубликованной инженером Дарси в 1856 году книге указан простейший закон фильтрации воды в песке, названный его именем. Многочисленными экспериментами других исследователей была подтверждена справедливость закона Дарси в определённых условиях пористых сред (грунтов) и установлены границы его применимости [1, 2]. В реальных условиях грунты – коллекторы флюидов (воды, нефти, газа) обладают анизотропией фильтрационных свойств, которая может быть обусловлена послойной неоднородностью вследствие осадконакоплений, а также трещинами, вызванными тектоническими процессами. Особенно это касается карбонатных коллекторов, имеющих трещиновато-пористую структуру [3]. Поэтому экспериментальное обобщение закона Дарси и его теоретическое обоснование на случай анизотропных пористых сред актуально для практики добычи флюидов. В современных исследованиях [3–5] обращено внимание на определение коэффициентов проницаемостей (сопротивлений) таких сред. В трудах [1, 2, 6, 7] даётся обоснование закона Дарси для фильтрации несжимаемой жидкости в изотропной однородной и недеформируемой пористой среде на основе уравнения Эйлера для течения идеальной жидкости. Обусловленное вязкостью жидкости сопротивление пористой среды учитывается на основе гипотезы Н.Е. Жуковского. В отличие от указанных трудов в данной статье обосновывается обобщённый закон изотермической фильтрации сжимаемой жидкости в анизотропной неоднородной и деформируемой пористой среде на основе полученных динамических уравнений для импульса и энергии жидкости. Это позволило указать ограничения, накладываемые на тензор сопротивления (проницаемости) анизотропной среды, что принципиально значимо при исследовании фильтрационных процессов в таких средах.

Основная часть

Аналогично тому, как это принято в механике сплошных сред [8], получим основные динамические уравнения фильтрации в пористой среде. Выделим в пористой среде, заполненной жидкостью, односвязный объём V , ограниченный поверхностью S . В нём на жидкость действуют силы: массовые (например, гравитационные, электромагнитные, инерции), поверхностные, а также вязкого трения, которые впервые ввёл Н.Е. Жуковский [1, 9].

Пусть \vec{F} – массовые силы, отнесённые к единице массы жидкости. Тогда на малую частицу жидкости массы dm в части объёма dV ($dm = \rho \sigma dV$, ρ – плотность жидкости, σ – объёмная пористость среды) действуют силы $\vec{F}dm = \vec{F}\rho\sigma dV$. Главный вектор и главный момент этих сил будет

$$\int_V \vec{F} \rho \sigma dV, \int_V \vec{r} \times \vec{F} \rho \sigma dV. \quad (1)$$

Здесь и далее \vec{r} – радиус–вектор центра масс малой частицы жидкости, характеризующий её положение относительно точки O – начала неподвижной системы декартовых координат $Ox_1x_2x_3$.

Силы взаимодействия частиц жидкости поверхности S с частицами жидкости, расположенными вне её, назовём поверхностными силами. Поверхностные силы характеризуем давлением, усреднённым по физически малому объёму ΔV и промежутку времени ΔT . (ΔV – объём, размеры которого гораздо меньше характерного размера области фильтрации, и который содержит большое число сообщающихся между собой пор. ΔT – промежуток времени, который гораздо меньше характерного времени фильтрационного процесса, и в течение ΔT характеристики процесса можно считать неизменными.) В качестве ΔV выберем объём малого цилиндра ($\Delta V = \Delta S \Delta l$, ΔS – площадь основания цилиндра, Δl – его длина). Образующая поверхность цилиндра параллельна орту нормали \vec{n} к ΔS , который направлен наружу цилиндра. Пусть $\Delta \vec{P}_n(M', t)$, $M' = (x_1, x_2, x_3) \in \Delta S$ – действующие на площадку ΔS поверхностные силы, направленные внутрь объёма ΔV , против орта \vec{n} . Их представим в виде

$$\Delta \vec{P}_n(M', t) = - \int_{S_0} \vec{n} p(M', t) dS = - \vec{n} \int_{S_0} p(M', t) dS$$

и назовём $p(M', t)$ физическим давлением жидкости. Давление $p(M', t)$ отнесено к единичной площадке сечения пор ΔS_0 площадки ΔS . Эти же силы представим так

$$\Delta \vec{P}_n(M', t) = - \vec{n} p'(M', t) \Delta S \quad (2)$$

и назовём $p'(M', t)$ фильтрационным давлением. Давление $p'(M', t)$ отнесено к единичной площадке основания цилиндра ΔS .

Имеем равенство

$$- \vec{n} p'(M', t) \Delta S = - \vec{n} \int_{\Delta S_0} p(M', t) dS,$$

из которого

$$p'(M', t) = \frac{1}{\Delta S} \int_{\Delta S_0} p(M', t) dS.$$

По аналогии с тем, как это сделано в [10] для скорости, усредним это равенство по промежутку времени ΔT и длине Δl цилиндра. Имеем среднее значение давления в точке $M \in \Delta V$ в момент $t \in \Delta T$:

$$p'(M, t) = \frac{1}{\Delta T \Delta l} \iint_{\Delta T \Delta l} p'(M', t) dl dt = \frac{1}{\Delta T \Delta V} \iint_{\Delta T \Delta V_0} p(M', t) dV dt,$$

где ΔV_0 – объём пор в объёме ΔV цилиндра. По теореме о среднем вычисляем

$$\iint_{\Delta T \Delta V_0} p(M', t) dV dt = p(M, t) \Delta T \Delta V_0$$

и находим

$$p'(M, t) = \sigma(M, t) p(M, t), \quad (3)$$

где $\sigma(M, t) = \Delta V_0 / \Delta V$ – среднее по объёму ΔV значение пористости.

Из равенства (3) следует, что средние значения фильтрационного $p'(M, t)$ и физического $p(M', t)$ давлений различны. Очевидно $p'(M, t) = p(M', t)$ для предельного случая – свободной жидкости ($\sigma = 1$). Это равенство выполняется для каждой точки пространства $M = (x_1, x_2, x_3)$ и момента времени t . Давления $p'(M, t)$ и $p(M, t)$, а также в

случае неоднородной пористой среды пористость $\sigma(M, t)$ – непрерывно дифференцируемые функции M и t . Для сжимаемой среды σ зависит от давления $p(M, t)$.

Заметим, что аналогичное (3) имеет место соотношение между скоростью фильтрации \vec{v} и физической скоростью \vec{u} [1]

$$\vec{v} = \sigma \vec{u}. \quad (4)$$

Учитывая равенства (2) и (3), находим поверхностные силы, действующие на элемент ΔS поверхности S

$$\Delta \vec{P}_n = -\vec{n} p' \Delta S = -\vec{n} p \sigma \Delta S.$$

Отсюда плотность поверхностных сил (силы, приходящиеся на единицу площади)

$$\vec{P}_n = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{P}_n}{\Delta S} = \frac{d \vec{P}_n}{d S} = -\vec{n} p' = -\vec{n} p \sigma. \quad (5)$$

Тогда имеем главный вектор и главный момент поверхностных сил

$$-\iint_S \vec{n} p \sigma dS, \quad -\iint_S \vec{r} \times \vec{n} p \sigma dS. \quad (6)$$

На фильтрующуюся жидкость действуют силы вязкого трения, которые препятствуют движению частиц жидкости в порах. Так как в объёме V много пор (общая поверхность пор очень велика), то согласно гипотезе Н.Е.Жуковского полагаем, что силы трения непрерывно распределены по объёму. Пусть $\vec{F}_{\text{тр}}$ – сила трения, приходящаяся на единицу массы жидкости. Тогда по аналогии с массовыми силами имеем главный вектор и главный момент сил трения

$$\int_V \vec{F}_{\text{тр}} \rho \sigma dV, \quad \int_V \vec{r} \times \vec{F}_{\text{тр}} \rho \sigma dV. \quad (7)$$

Сила $\vec{F}_{\text{тр}}$ зависит от скорости течения жидкости, её вязкости и плотности, структуры пористой среды и должна быть найдена экспериментально.

Рассмотрим движение некоторой фиксированной массы жидкости ($m = \text{const}$). В процессе движения объём, занимаемой этой массой жидкости, и её плотность будут изменяться с течением времени ($V = V(t)$, $\rho = \rho(M, t)$). Импульс и кинетический момент малой частицы жидкости массы $dm = \rho \sigma dV$ равны $\vec{u} dm = \vec{u} \rho \sigma dV$, $\vec{r} \times \vec{u} dm = \vec{r} \times \vec{u} \rho \sigma dV$.

Тогда имеем импульс и кинетический момент массы m жидкости

$$\int_V \vec{u} \rho \sigma dV, \quad \int_V \vec{r} \times \vec{u} \rho \sigma dV. \quad (8)$$

На основании (1), (6) – (8) находим уравнения изменения импульса

$$\frac{d}{dt} \int_V \vec{u} \rho \sigma dV = \int_V \vec{F} \rho \sigma dV - \iint_S \vec{n} p \sigma dS + \int_V \vec{F}_{\text{тр}} \rho \sigma dV \quad (9)$$

и кинетического момента

$$\frac{d}{dt} \int_V \vec{r} \times \vec{u} \rho \sigma dV = \int_V \vec{r} \times \vec{F} \rho \sigma dV - \iint_S \vec{r} \times \vec{n} p \sigma dV + \int_V \vec{r} \times \vec{F}_{\text{тр}} \rho \sigma dV, \quad (10)$$

которые выразим теоремами.

Теорема об изменении импульса. Производная по времени от импульса жидкости равна векторной сумме главных векторов массовых, поверхностных сил и сил трения, действующих на жидкость.

Теорема об изменении кинетического момента. Производная по времени от кинетического момента жидкости, вычисленного относительно точки O – начала неподвижной системы координат $Ox_1x_2x_3$, равна векторной сумме главных моментов массовых, поверхностных сил и сил трения, вычисленных относительно той же точки.

Назовём (9) и (10) основными динамическими уравнениями фильтрации. Они представлены в интегральной форме.

Запишем уравнение (9) в дифференциальной форме. Так как рассматривается движение фиксированной массы m жидкости, то

$$\frac{d}{dt} \int_V \vec{u} \rho \sigma dV = \frac{d}{dt} \int_m \vec{u} dm = \int_m \frac{d\vec{u}}{dt} dm = \int_V \frac{d\vec{u}}{dt} \rho \sigma dV.$$

Согласно теореме Гаусса–Остроградского (∇ – оператор Гамильтона)

$$\oint_S \vec{n} p \sigma dS = \int_V \nabla(p\sigma) dV.$$

Тогда имеем

$$\int_V \left[\frac{d\vec{u}}{dt} - \vec{F} + \frac{1}{\rho\sigma} \nabla(p\sigma) - \vec{F}_{\text{тр}} \right] \rho \sigma dV = \int_m \left[\frac{d\vec{u}}{dt} - \vec{F} + \frac{1}{\rho\sigma} \nabla(p\sigma) - \vec{F}_{\text{тр}} \right] dm = 0.$$

Отсюда, поскольку фиксированная масса m произвольная, то находим дифференциальное динамическое уравнение фильтрации

$$\frac{d\vec{u}}{dt} = \vec{F} - \frac{1}{\rho\sigma} \nabla(p\sigma) + \vec{F}_{\text{тр}} \quad (11)$$

или, учитывая [1] $\frac{d\vec{u}}{dt} = \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u}$,

$$\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = \vec{F} - \frac{1}{\rho\sigma} \nabla(p\sigma) + \vec{F}_{\text{тр}}. \quad (11)$$

Обратимся теперь к уравнению (10) и покажем, что поверхностные силы и силы трения введены обоснованно: они не противоречат, а находятся в полном соответствии с этим уравнением. Находим

$$\frac{d}{dt} \int_V \vec{r} \times \vec{u} \rho \sigma dV = \frac{d}{dt} \int_m \vec{r} \times \vec{u} dm = \int_m \frac{d}{dt} (\vec{r} \times \vec{u}) dm = \int_V \vec{r} \times \frac{d\vec{u}}{dt} \rho \sigma dV,$$

где учтено $\frac{d\vec{r}}{dt} \times \vec{u} = \vec{u} \times \vec{u} \equiv 0$. Примем во внимание $\vec{r} = x_i \vec{e}_i$, $\vec{n} = n_i \vec{e}_i$, $i=1,2,3$ (по повторяющемуся индексу суммирование от 1 до 3), n_i направляющие косинусы орта \vec{n} по отношению к ортам \vec{e}_i декартовой системы $Ox_1x_2x_3$. По теореме Гаусса–Остроградского находим

$$\oint_S \vec{r} \times \vec{n} p \sigma dS = \oint_S (\vec{r} \times p \sigma \vec{e}_i) n_i dS = \int_V \frac{\partial}{\partial x_i} (\vec{r} \times p \sigma \vec{e}_i) dV$$

или, учитывая $\frac{d\vec{r}}{dx_i} \times \vec{e}_i = \vec{e}_i \times \vec{e}_i \equiv 0$,

$$\oint_S \vec{r} \times \vec{n} p \sigma dS = \int_V \left(\frac{\partial \vec{r}}{\partial x_i} \times \vec{e}_i p \sigma + \vec{r} \times \frac{\partial p \sigma}{\partial x_i} \vec{e}_i \right) dV = \int_V \vec{r} \times \nabla(p\sigma) dV.$$

Тогда уравнение (10) принимает вид тождества

$$\int_V \vec{r} \times \left[\frac{d\vec{u}}{dt} - \vec{F} + \frac{1}{\rho\sigma} \nabla(p\sigma) - \vec{F}_{\text{тр}} \right] \rho \sigma dV \equiv 0,$$

поскольку движение жидкости подчиняется уравнению (11). Итак, уравнение (10) подтверждает обоснованность введения поверхностных сил и сил трения.

2. Из уравнения (11) следует уравнение для энергии. Действительно, умножим (11) на перемещение $d\vec{r} = \vec{u} dt$ малой частицы жидкости единичной массы. Получим равенство

$$dT = dA_M + dA_{\Pi} + dA_{\text{тр}} \quad (12)$$

где $T = \frac{u^2}{2}$, $dA_M = \vec{F} \cdot d\vec{r}$, $dA_\Pi = \frac{1}{\rho\sigma} \nabla(\rho\sigma)dt$, $dA_{тр} = \vec{F}_{тр} \cdot \vec{u}dt$,

суть которого выражает

Теорема об изменении кинетической энергии. Дифференциал кинетической энергии T единичной массы жидкости равен сумме элементарных работ массовых dA_M , поверхностных dA_Π сил и сил трения $dA_{тр}$.

Пусть массовые силы потенциальные стационарные: $\vec{F} = -\nabla\Pi$ ($\Pi = \Pi(M)$ – потенциальная энергия). Для них

$$dA_M = -\nabla\Pi \cdot d\vec{r} = -d\Pi. \quad (13)$$

Учитывая равенство $\text{div}(\rho\sigma\vec{u}) = \vec{u}\nabla(\rho\sigma) + \rho\sigma\text{div}\vec{u}$, работу dA_Π представим в виде двух слагаемых

$$dA_\Pi = \frac{p}{\rho} \text{div}\vec{u}dt - \frac{1}{\rho\sigma} \text{div}(\rho\sigma\vec{u})dt. \quad (14)$$

Покажем, что первое из них – работа внутренних сил давления, связанная с изменением внутренней энергии, а второе – работа внешних поверхностных сил. Полагаем, что жидкость с учётом её баротропности и пористая среда сжимаемые ($\rho = \rho(p)$, $\sigma = \sigma(p)$). Введём для единичной массы жидкости $m = \rho\sigma V_1 = 1$ ($V_1 = 1/\rho\sigma$ – удельный объём) функцию давления

$$w(p) = -\int p\sigma dV_1 = -\int p\sigma d\left(\frac{1}{\rho\sigma}\right).$$

Она характеризует внутреннюю энергию жидкости единичной массы и равна суммарной работе сил давления $p' = p\sigma$ при сжатии объёма на $-dV_1$ за единицу времени. Если жидкость и пористая среда несжимаемые ($\rho = \text{const}$, $\sigma = \text{const}$), то $w = 0$. Учитывая, что

$$\frac{dw}{dt} = -p\sigma \frac{d}{dt}\left(\frac{1}{\rho\sigma}\right),$$

из уравнения неразрывности [7]

$$\frac{d\rho\sigma}{dt} + \rho\sigma\text{div}\vec{u} = 0$$

находим

$$\text{div}\vec{u} = -\frac{1}{\rho\sigma} \frac{d\rho\sigma}{dt} = \rho\sigma \frac{d}{dt}\left(\frac{1}{\rho\sigma}\right) = -\frac{\rho}{p} \frac{dw}{dt}.$$

Тогда

$$\frac{p}{\rho} \text{div}\vec{u}dt = -dw \quad (15)$$

и, следовательно, первое слагаемое в работе dA_Π характеризует изменение внутренней энергии.

Теперь убедимся, что второе слагаемое в dA_Π – работа внешних поверхностных сил. Учитывая равенства (13) – (15), представим (12) в виде

$$\frac{dE}{dt} = \vec{F}_{тр} \cdot \vec{u} - \frac{1}{\rho\sigma} \text{div}(\rho\sigma\vec{u}) \quad (E = T + \Pi + w), \quad (16)$$

где E – плотность полной энергии жидкости (энергия жидкости единичной массы). Формула (16) – уравнение изменения плотности полной энергии. Запишем его для фиксированной массы ($m = const$) движущейся жидкости. Умножим (16) на $dm = \rho \sigma dV$ и проинтегрируем по объёму V . Получим

$$\int_V \frac{dE}{dt} \rho \sigma dV = \int_V \vec{F}_{тр} \cdot \vec{u} \rho \sigma dV + \int_V \text{div}(p \sigma \vec{u}) dV.$$

По теореме Гаусса – Остроградского с учётом (5) находим

$$\int_V \text{div}(p \sigma \vec{u}) dV = \oint_S \vec{n} p \sigma \cdot \vec{u} dS = - \oint_S \vec{p}_n \cdot \vec{u} dS,$$

где поверхностный интеграл – полная работа поверхностных сил за единицу времени.

Так как

$$\int_V \frac{dE}{dt} \rho \sigma dV = \int_m \frac{dE}{dt} dm = \frac{dE}{dt} \quad \left(E = \int_V E \rho \sigma dV \right),$$

где E – полная энергия жидкости массы m , то

$$\frac{dE}{dt} = \int_V \vec{F}_{тр} \cdot \vec{u} \rho \sigma dV + \oint_S \vec{p}_n \cdot \vec{u} dS. \quad (17)$$

Это есть уравнение изменения полной энергии жидкости. Согласно ему изменение энергии жидкости E за единицу времени равно сумме работ сил трения и поверхностных сил, совершаемых за единицу времени над жидкостью в объёме V , ограниченной поверхностью S .

В частности, если изолированные источники (стоки) течения расположены в какой-либо ограниченной части пространства, когда давление (поверхностная сила \vec{p}_n) и скорость \vec{u} убывают с увеличением расстояния r до этой части пространства ($p \propto 1/r$, $u \propto 1/r^2$), а площадь S возрастает (например, для сферы $S \propto r^2$), то при $r \rightarrow \infty$ поверхностный интеграл в (17) равен нулю в пределе. К такому же результату приходим, если поверхность S непроницаемая для жидкости ($\vec{u} \cdot \vec{n}|_S = 0$).

В этих случаях уравнение (17) принимает вид

$$\frac{dE}{dt} = \int_V \vec{F}_{тр} \cdot \vec{u} \rho \sigma dV \quad (18)$$

или для единичной массы жидкости

$$\frac{dE}{dt} = \vec{F}_{тр} \cdot \vec{u}. \quad (18)$$

Из (18) и (18) следует закон сохранения энергии

$$E = const \text{ или } E = T + \Pi + w = const,$$

если положить, что жидкость идеальная (силы $\vec{F}_{тр} = 0$) и энергия изменяется (убывает), если жидкость вязкая ($\vec{F}_{тр} \neq 0$).

3. Фильтрация жидкости происходит, как правило, со скоростью \vec{u} , которая мало изменяется от точки к точке пространства и со временем. Поэтому в уравнении (11) можно пренебречь слагаемыми $(\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u}$ и $\partial \vec{u} / \partial t$ и записать его в виде равенства

$$\vec{F} - \frac{1}{\rho \sigma} \nabla(p \sigma) + \vec{F}_{тр} = 0. \quad (19)$$

Оно выражает динамическое равновесие сил: массовых \vec{F} , давления $\nabla(p \sigma) / \rho \sigma$ и трения $\vec{F}_{тр}$.

Если среда изотропная, то, следуя [7], представим силу $\vec{F}_{\text{тр}}$ в виде

$$\vec{F}_{\text{тр}} = -f(v) \frac{\vec{v}}{v},$$

где $f(v) > 0$ – функция модуля скорости фильтрации. Из (19) имеем закон фильтрации в изотропной среде

$$f(v) \frac{\vec{v}}{v} = \vec{F} - \frac{1}{\rho\sigma} \nabla(p\sigma). \quad (20)$$

Согласно экспериментальным данным [2] функцию $f(v)$ можно выразить полиномом степени $N \leq 2$:

$$f(v) = \sum_{n=0}^N A_n v^n,$$

где коэффициенты A_n зависят от свойств пористой среды и фильтрующейся в ней жидкости. В частности, если $f(v) = v v / k$, k – проницаемость среды, $v = \mu / \rho$ – кинематическая вязкость (μ и ρ – динамическая вязкость и плотность) жидкости, то (20) принимает вид

$$\vec{v} = \frac{k}{\mu} \left[\rho \vec{F} - \frac{1}{\sigma} \nabla(p\sigma) \right]. \quad (21)$$

Если пористая среда анизотропная (её свойства зависят от направления в среде), то полагаем

$$\vec{F}_{\text{тр}} = -v R \cdot \vec{v} \quad (\vec{F}_{\text{тр}i} = -v R_{ij} \cdot v_j, i, j = 1, 2, 3), \quad (22)$$

где $R = (R_{ij})$ – тензор сопротивления среды.

Используя (18), найдём ограничения на тензор $R = (R_{ij})$. Подставляя (22) в (18), имеем формулу диссипации (рассеяния) энергии

$$\frac{dE}{dt} = -\frac{2v}{\sigma} \Phi,$$

в которой

$$\Phi = \frac{1}{2} (R \cdot \vec{v}) \cdot \vec{v} = \frac{1}{2} R_{ij} v_i v_j > 0$$

назовём диссипативной функцией. Она связана с компонентами силы трения

$$F_{\text{тр}i} = -v \frac{\partial \Phi}{\partial v_i}, \quad i = 1, 2, 3.$$

Из положительности функции $\Phi > 0$ следуют ограничения на симметричную часть $R_S = (R + R^T) / 2$ тензора R ($R = R_S + R_a$, $R_a = (R - R^T) / 2$ – антисимметричная часть тензора R , $R^T = (R_{ji})$ – транспонированный тензор). Действительно, находим

$$\Phi = \frac{1}{2} (R_S \cdot \vec{v}) \cdot \vec{v} + \frac{1}{2} (R_a \cdot \vec{v}) \cdot \vec{v} = \frac{1}{2} (R_S \cdot \vec{v}) \cdot \vec{v} > 0,$$

так как $\frac{1}{2} (R_a \cdot \vec{v}) \cdot \vec{v} = 0$. Согласно, необходимому и достаточному критерию Сильвестера [11]

$\Phi > 0$, если положительны главные миноры матрицы $R_S = R_{ij}^S = (R_{ij} + R_{ji}) / 2$:

$$\Delta_1 = R_{11}^S = R_{11} > 0, \quad \Delta_2 = \begin{vmatrix} R_{11}^S & R_{12}^S \\ R_{21}^S & R_{22}^S \end{vmatrix} = R_{11} R_{22} - \left(\frac{R_{12} + R_{21}}{2} \right)^2 > 0, \quad (23)$$

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} R_{11}^S & R_{12}^S & R_{13}^S \\ R_{21}^S & R_{22}^S & R_{23}^S \\ R_{31}^S & R_{32}^S & R_{33}^S \end{vmatrix} = R_{11}R_{22}R_{33} + \frac{1}{4}[(R_{12} + R_{21})(R_{13} + R_{31})(R_{23} + R_{32}) - \\ - R_{11}(R_{23} + R_{32})^2 - R_{22}(R_{13} + R_{31})^2 - R_{33}(R_{12} + R_{21})^2] > 0.$$

Из (19) при учёте силы трения (22) имеем закон фильтрации в анизотропной среде

$$R \cdot \vec{v} = \frac{1}{\mu} \left[\rho \vec{F} - \frac{1}{\sigma} \nabla(p\sigma) \right]. \quad (24)$$

Разрешим его относительно скорости \vec{v} . Введём тензор проницаемости пористой среды $K = (K_{ij})$, обратный тензору сопротивления R ($\det R > 0$):

$$K = R^{-1} = \frac{R^T}{\det R} \left(K_{ij} = \frac{R_{ji}}{\det R}, i, j = 1, 2, 3 \right), \quad (25)$$

где $R^T = (R_{ji})$ – транспонированная матрица, присоединённая для матрицы $R = (R_{ij})$. Согласно (25) на тензор $K = (K_{ij})$ накладываются ограничения, имеющие вид, аналогичный ограничениям (23), если в последних заменить R_{ij} на K_{ij} , $i, j = 1, 2, 3$, которые получены в [12].

Умножим (24) слева на тензор $K = R^{-1}$ и представим закон фильтрации в анизотропной среде следующим образом

$$\vec{v} = \frac{K}{\mu} \cdot \left[\rho \vec{F} - \frac{1}{\sigma} \nabla(p\sigma) \right]. \quad (26)$$

Если пористая среда изотропная ($K = kE$, $E = (\delta_{ij})$ – единичный тензор, $\delta_{ij} = 1$, $i = j$, $\delta_{ij} = 0$, $i \neq j$), то закон (26) принимает вид (21).

Рассмотрим частные случаи пористости среды σ . Пусть среда однородная несжимаемая ($\sigma = \text{const}$). Тогда

$$\frac{1}{\sigma} \nabla(p\sigma) = \nabla p.$$

Когда изменение пористости неоднородной сжимаемой среды очень мало по сравнению с относительным изменением давления ($|\nabla \sigma| / \sigma \ll |\nabla p| / p$), то

$$\frac{1}{\sigma} \nabla(p\sigma) = \nabla p + \frac{p}{\sigma} \nabla \sigma = p \left(\frac{\nabla p}{p} + \frac{\nabla \sigma}{\sigma} \right) \approx \nabla p.$$

В этих случаях (20) и (26) принимают следующий вид [7, 12]

$$f(v) \frac{\vec{v}}{v} = \left(\vec{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p \right), \quad (27)$$

$$\vec{v} = \frac{K}{\mu} \cdot (\rho \vec{F} - \nabla p). \quad (28)$$

Конкретным случаем закона вида (27) согласно (21) будет

$$\vec{v} = \frac{k}{\mu} \cdot (\rho \vec{F} - \nabla p). \quad (29)$$

Если массовая сила – сила тяжести ($\vec{F} = \vec{g}$, \vec{g} – ускорение свободного падения), то (29) принимает вид закона Дарси в дифференциальной форме [2, 7]

$$\vec{v} = \frac{k}{\mu} \cdot (\rho \vec{g} - \nabla p). \quad (30)$$

Поэтому представление закона фильтрации в виде (20), (26) – (29) можно рассматривать как обобщения закона Дарси на случай фильтрации в изотропной и анизотропной средах под действием произвольных массовых сил.

Заключение

Подводя итоги проведённым исследованиям, отметим, что получено дифференциальное динамическое уравнение фильтрации сжимаемой жидкости в анизотропной неоднородной и деформируемой пористой среде. Из него следует закон диссипации энергии жидкости. На основе этого закона найдены условия, накладывающие ограничения на компоненты тензора сопротивления (проницаемости) пористой среды. При этих ограничениях справедлив указанный обобщённый закон фильтрации в такой пористой среде.

Обобщённый закон фильтрации совместно с уравнением неразрывности и уравнениями состояния жидкости и пористой среды являются основополагающим для изучения фильтрационных процессов, возникающих при разработке сложной геологической структуры грунтов – коллекторов флюидов (воды, нефти, газа) [1, 2, 7, 12, 13].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Полубаринова–Кочина, П.Я. Теория движения грунтовых вод / П.Я. Полубаринова–Кочина.– М.: Наука. 1977.– 664 с.
2. Басниев, К.С. Подземная гидромеханика / К.С. Басниев, Н.М. Дмитриев, Р.Д. Каневская, В.М. Максимов.– М.–Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2006.– 488 с.
3. Дмитриев, Н.М. Модели фильтрации в трещиновато–пористых анизотропных средах / Н.М. Дмитриев, В.М. Максимов // Изв. РАН. МЖГ.– 2007.– № 6.– С. 78–84.
4. Губайдуллин, Д.А. Идентификация тензоров проницаемости неоднородного анизотропного трещиновато–пористого пласта / Д.А. Губайдуллин, А.И. Никифоров, Р.В. Садовников // Вычислительная механика сплошных сред.– 2011.– Т. 4, № 4.– С. 11–19.
5. Дмитриев, Н.М. Представление тензора коэффициентов проницаемости для анизотропных трещиноватых коллекторов / Н.М. Дмитриев, А.М. Нуриев // Технология бурения и освоения скважин. Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений. Технология освоения морских месторождений полезных ископаемых. – 2015.– № 3 (280).– С. 31–38.
6. Лейбензон, Л.С. Руководство по нефтепромысловой механике. Ч. 2. Подземная гидравлика воды, нефти, газа/ Л.С. Лейбензон.– М.–Грозный–Л.–Новосибирск. Горгеолнефтеиздат. 1934.– 352 с.
7. Голубева, О.В. Курс механики сплошных сред / О.В. Голубева.– М.: Высшая школа.– 1972.– 368 с.
8. Седов, Л. И. Механика сплошной среды, т.1 / Л.И. Седов.– М.: Наука. 1970.– 402 с.
9. Жуковский, Н.Е. Теоретическое исследование о движении подпочвенных вод / Н.Е. Жуковский. Собр. соч. Т.3.– М.: Гостехиздат. 1949.– С. 184–206.
10. Бэр, Н. Физико–математические основы фильтрации воды / Н. Бэр, Д. Заславски, С. Ирмей – М.: Мир. 1971.– 452 с.
11. Фадеев, Д.К. Вычислительные методы линейной алгебры / Д.К. Фадеев, В.Н. Фадеева.– М.–Л.: ГНФМЛ. 1963.– 735 с.
12. Пивень, В.Ф. Математические модели фильтрации жидкости / В.Ф. Пивень.– Орел: Издательство ФГБОУ ВПО «Орловский государственный университет». ПФ Картуш. 2015.– 408 с.
13. Пивень, В.Ф. Исследование двумерной фильтрации в анизотропно–неоднородном пористом слое / В.Ф. Пивень // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии.– 2017.– № 1 (321).– С. 14–24.

Пивень Владимир Федотович

ФГБОУ ВПО «Орловский государственный университет имени И. С. Тургенева», г. Орел.
доктор физико–математических наук, профессор кафедры экспериментальной и теоретической физики
302026 г. Орел, ул. Комсомольская д. 95.
Тел. 74 – 79 – 11
Email: pivenvf@gmail.com

THEORETICAL SUBSTANTIATION OF THE GENERALIZED LAW OF FILTRATION OF A LIQUID IN A POROUS MEDIUM

Abstract. Equations for momentum, kinetic angular momentum, kinetic and total energy of isothermal filtration of a liquid in a porous medium are obtained, which are concrete analogs of the equations of continuum mechanics. It is generally assumed that the liquid and the porous medium are compressible, the porous medium is anisotropic, and is characterized by asymmetric tensors of resistance and permeability. Proceeding from these equations, the filtration law in such an environment is justified, constraints on the components of tensors under which this law generalizes the Darcy law are sought. The generalized filtration law together with the equation of continuity (the law of conservation of mass) and the equations of state of a liquid and a porous medium are the main ones for studying the filtration processes that take place in the extraction of fluids (water, oil, gas) from natural seams of a complex geological structure.

Keywords: filtration, dynamic equations, anisotropic medium, generalized filtration law.

BIBLIOGRAPHY

1. Polubarinova-Kochina, P.Ya. Teoriya dvizheniya gruntovykh vod / P. Ya. Polubarinova-Kochina. – M.: Nauka, 1977. – 664 s.
2. Basniev, K.S. Podzemnaia gidromekhanika / K.S. Basniev, N.M. Dmitriev, R.D. Kanevskaya, V.M. Maksimov. – M.–Izhevsk: Institut kompiuternykh issledovaniy, 2006. – 488 s.
3. Dmitriyev, N.M. Modeli filtratsii v treshchinovato–poristyykh anizotropnykh sredakh / N.M. Dmitriyev, V.M. Maksimov // Izv. RAN. MZHG. – 2007. – № 6. – S. 78–84.
4. Gubaydullin, D.A. Identifikatsiya tenzorov pronitsayemosti neodnorodnogo anizotropnogo treshchinovato–poristogo plasta / D.A. Gubaydullin, A.I. Nikiforov, R.V. Sadovnikov // Vychislitel'naya mekhanika sploshnykh sred. – 2011. – T. 4, № 4. – S. 11–19.
5. Dmitriyev, N.M. Predstavleniye tenzora koeffitsiyentov pronitsayemosti dlya anizotropnykh treshchinovatykh kollektorov / N.M. Dmitriyev, A.M. Nuriyev // Tekhnologiya bureniya i osvoyeniya skvazhin. Razrabotka i ekspluatatsiya neftyanykh i gazovykh mestorozhdeniy. Tekhnologiya osvoyeniya morskikh mestorozhdeniy poleznykh iskopayemykh. – 2015. – № 3 (280). – S. 31–38.
6. Leybenzon, L.S. Rukovodstvo po neftepromyslovoy mekhanike. CH. 2. Podzemnaya gidravlika vody, nefi, gaza / L.S. Leybenzon. – M.–Groznyy–L.–Novosibirsk. Gorgeolnefteizdat. 1934. – 352 s.
7. Golubeva, O.V. Kurs mekhaniki sploshnykh sred / O.V. Golubeva. – M.: Vysshaya shkola, 1972. – 368 s.
8. Sedov, L.I. Mexanika sploshnoy sredy, T. 1 / L.I. Sedov – M.: Nauka, 1970. – 402 s.
9. Zhukovskiy, N. E. Teoreticheskoe issledovanie o dvizhenii podpochvenny'x vod / N.E. Zhukovskiy, Sobr. soch. T.3. M.: Gostexizdat, 1949. – S. 184–206.
10. Bear, J. Fiziko–matematicheskie osnovy' fil'tracii vody' / J. Bear, D. Zaslavsky, S. Irmay. – M.: Mir, 1971. – 452 s.
11. Fadeev, D.K. Vy'chislitel'ny'e metody' linejnoy algebry' / D.K. Fadeev, V.N. Fadeev. – M.–L.: GNFML. 1963. – 735 s.
12. Piven, V.F. Matematicheskie modeli filtratsii zhidkosti / V.F. Piven. – Orel: Izdatelstvo GOU VPO «Orlovskiy gosudarstvennyy universitet». PF Kartush, 2015. – 408 s.
13. Piven, V.F. Issledovaniye dvumernoy filtratsii v anizotropno–neodnorodnom poristom sloye / V.F. Piven // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2017. – № 1 (321). – S. 14–24.

Piven Vladimir Fedotovitch

Orel State University, Orel.

PhD in Physics, Professor of the Department of Experimental and Theoretical Physics

302026 Orel, Komsomolskaya, 95.

Ph.: 74 – 79 – 11

Email: pivenvf@gmail.com

МЕХАНИКА ДЕФОРМИРУЕМОГО ТВЕРДОГО ТЕЛА, ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ

УДК 539.3

А.Г. КОЗЕЛ

ВЛИЯНИЕ СДВИГОВОЙ ЖЁСТКОСТИ ОСНОВАНИЯ НА НАПРЯЖЁННОЕ СОСТОЯНИЕ СЭНДВИЧ-ПЛАСТИНЫ

Аннотация. Приведена постановка и решение краевой задачи об осесимметричном деформировании упругой круглой сэндвич-пластины на сложном основании модели Пастернака. Система дифференциальных уравнений равновесия получена вариационным методом. Приведено общее аналитическое решение краевой задачи в функциях Бесселя. Численно исследовано влияние сдвиговых свойств основания на напряженно-деформированное состояние сэндвич-пластины при различных коэффициентах сжатия и сдвига основания.

Ключевые слова: сэндвич-пластина; напряженно-деформированное состояние; основание Пастернака.

Введение

Требования к применяемым в транспортном и строительном комплексах конструкциям постоянно растут, что приводит к появлению новых технологий или совершенствованию старых. Трёхслойные элементы конструкции, имеющие относительно малую массу, способны обеспечить не только заданные показатели прочности и жёсткости, но и хорошие звуко- и теплоизолирующие свойства, а также противостоять многим другим отрицательным факторам. Благодаря этому широкое использование получили сэндвич-пластины – трёхслойные пластины с одинаковыми несущими слоями. Они могут изготавливаться из материалов с различными физико-механическими свойствами, которые варьируются в зависимости от необходимых характеристик и условий эксплуатации заданного изделия. Это вызывает необходимость уточнения их расчёта, включая температурные и радиационные воздействия, сложность деформируемого основания.

В работах [1–7] исследовано динамическое нагружение трехслойных элементов конструкций, в том числе контактирующих с упругим основанием. Статьи [8–13] посвящены квазистатическому деформированию трехслойных стержней и пластин, включая переменное термостатическое нагружение. В настоящее время деформирование круговых трехслойных пластин изучено при опирании на однопараметрическое основание Винклера [14–16].

Модель упругого основания с использованием двух коэффициентов постели, учитывающая его сжимаемость и связность, была предложена П.Л. Пастернаком [17] при взаимодействии с однородными элементами конструкций. Деформирование несимметричных по толщине упругих пластин на основании Пастернака исследовалось в работах [18–20]. Здесь приведены постановки краевой задачи в усилиях и перемещениях, исследованы напряжения в упругой круглой сэндвич-пластине, связанной со сложным основанием модели Пастернака.

1. Постановка краевой задачи

Рассматривается осесимметричное деформирование поперечно нагруженной упругой трехслойной круговой пластины (радиуса R), покоящейся на упругом основании (рисунок 1). Для изотропных несущих слоев толщиной $h_1 = h_2$ приняты гипотезы Кирхгофа о несжимаемости, прямолинейности и перпендикулярности нормали к деформированной срединной поверхности. В несжимаемом по толщине заполнителе ($h_3 = 2c$) деформированная нормаль остается прямолинейной, не изменяет своей длины, но поворачивается на некоторый дополнительный угол ψ . Заполнитель считается легким, т. е. не учитывается работа касательных напряжений $\sigma_{rz}^{(3)}$ в тангенциальном направлении. На контуре пластины предполагается жесткая диафрагма, которая препятствует относительному

сдвигу слоев. Ввиду симметрии пластины радиальное перемещение координатной плоскости $u(r)$ отсутствует. Решение задачи сводится к нахождению двух неизвестных функций – относительного сдвига в заполнителе $\psi(r)$ и прогиба пластины $w(r)$.

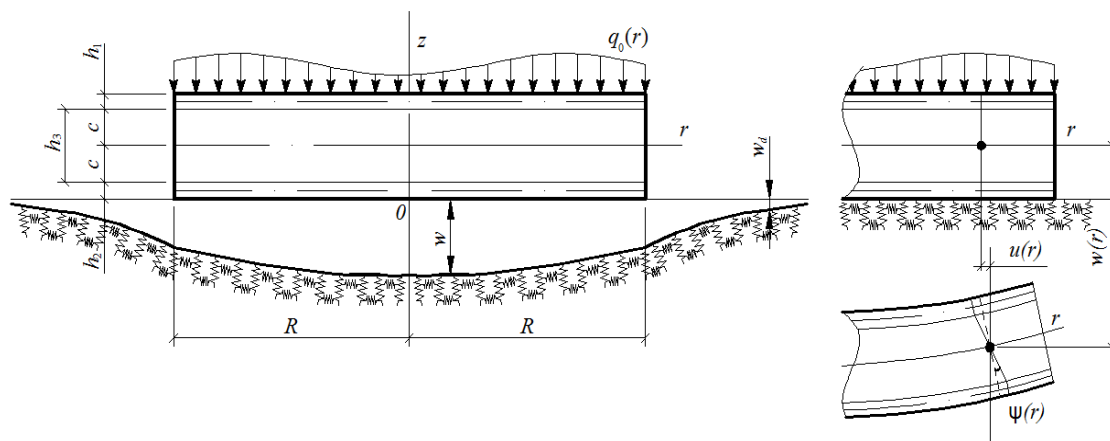


Рисунок 1 – Деформирование сэндвич-пластины

Постановка задачи и ее решение проводятся в цилиндрической системе координат r, φ, z , связанной со срединной плоскостью заполнителя. На внешние слои стержня действует распределенная осесимметричная нагрузка $q_0(r)$ и реакция основания, которая описывается моделью Пастернака [17]:

$$q_R(r) = -\kappa_0 w + t_f \Delta w, \quad (1)$$

где κ_0 – коэффициент сжатия материала основания;

$w(r)$ – прогиб пластины;

t_f – коэффициент сдвига материала основания;

Δ – оператор Лапласа в полярной системе координат

$$\Delta w(r) = \frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dw}{dr}.$$

Используя гипотезу прямолинейности нормали заполнителя $2\varepsilon_{rz}^{(3)} = u_r^{(3)}{}_{,z} + w_{,r} = \psi$, после интегрирования получим выражения радиальных перемещений в слоях u_r^k ($k = 1, 2, 3$ – номер слоя) через искомые функции $\psi(r)$, $w(r)$:

$$\begin{aligned} u_r^{(1)} &= c\psi - zw_{,r} & (c \leq z \leq c + h_1), \\ u_r^{(3)} &= z\psi - zw_{,r} & (-c \leq z \leq c), \\ u_r^{(2)} &= -c\psi - zw_{,r} & (-c - h_1 \leq z \leq -c), \end{aligned} \quad (2)$$

где $c\psi$ – величина смещения внешнего несущего слоя за счет деформации заполнителя;

$-c\psi$ – величина смещения для второго несущего слоя;

z – координата рассматриваемого волокна;

запятая в нижнем индексе обозначает операцию дифференцирования по следующей за ней координате.

Деформации в слоях получим из (2) и соотношений Коши [14]

$$\begin{aligned} \varepsilon_r^{(1)} &= c\psi_{,r} - zw_{,rr}, & \varepsilon_\varphi^{(1)} &= \frac{1}{r}(c\psi - zw_{,r}), & \varepsilon_{rz}^{(1)} &= 0, \\ \varepsilon_r^{(2)} &= -c\psi_{,r} - zw_{,rr}, & \varepsilon_\varphi^{(2)} &= \frac{1}{r}(-c\psi - zw_{,r}), & \varepsilon_{rz}^{(2)} &= 0, \\ \varepsilon_r^{(3)} &= z\psi_{,r} - zw_{,rr}, & \varepsilon_\varphi^{(3)} &= \frac{1}{r}(z\psi - zw_{,r}), & \varepsilon_{rz}^{(3)} &= \frac{1}{2}\psi. \end{aligned} \quad (3)$$

Используя компоненты тензора напряжений $\sigma_{\alpha}^{(k)}$ ($\alpha = r, \varphi$), введем обобщенные внутренние моменты:

$$M_{\alpha} \equiv \sum_{k=1}^3 M_{\alpha}^{(k)} = \sum_{k=1}^3 \int_{h_k} \sigma_{\alpha}^{(k)} z dz. \quad (4)$$

Уравнения равновесия рассматриваемой пластины получим из вариационного принципа Лагранжа [14], приравняв виртуальную работу внутренних напряжений к работе внешних и контурных усилий. В результате имеем следующую систему дифференциальных уравнений в усилиях, описывающую равновесие круговой трехслойной пластины на упругом основании Пастернака:

$$\begin{aligned} M_{r,r}^{(3)} + \frac{1}{r}(M_r^{(3)} - M_{\varphi}^{(3)}) &= 0, \\ M_{r,rr}^{(3)} + \frac{1}{r}(2M_{r,r}^{(3)} - M_{\varphi,rr}^{(3)}) &= -(q_0 - q_R). \end{aligned} \quad (5)$$

На контуре пластины ($r = R$) должны выполняться силовые граничные условия:

$$M_r^{(3)} = M_r^{(3)0}, \quad M_{\varphi} = M_{\varphi}^0, \quad M_{r,r}^{(3)} + \frac{1}{r}(M_r - M_{\varphi}) = Q^0. \quad (6)$$

Предполагается, что связь напряжений и деформаций в слоях ($k = 1, 2, 3$) описывается соотношениями линейной теории упругости:

$$\begin{aligned} s_{\alpha}^{(k)} &= 2G_k \varepsilon_{\alpha}^{(k)}, \quad \sigma^{(k)} = 3K_k \varepsilon^{(k)}, \\ \sigma_{rz}^{(3)} &= 2G_3 \varepsilon_{rz}^{(3)}, \end{aligned} \quad (7)$$

где $s_{\alpha}^{(k)}$, $\sigma^{(k)}$ и $\varepsilon_{\alpha}^{(k)}$, $\varepsilon^{(k)}$ – шаровые и девиаторные составляющие тензоров напряжений и деформаций;

$\sigma_{rz}^{(3)}$ – касательные напряжения;

G_k , K_k – модули сдвиговой и объёмной деформации.

Выразив напряжения в (7) через деформации (3) и перемещения (2), подставив их в (4), получим выражение обобщенных усилий M_{α} , $M_{\alpha}^{(3)}$ ($\alpha = r, \varphi$) через искомые функции: $\psi(r)$, $w(r)$:

$$\begin{aligned} M_r &= \left[2cK_1^+ h_1 \left(c + \frac{h_1}{2} \right) + \frac{2}{3} c^3 K_3^+ \right] \psi_{,r} + \left[2cK_1^- h_1 \left(c + \frac{h_1}{2} \right) + \frac{2}{3} c^3 K_3^- \right] \frac{\psi}{r} - \\ &- \left[2K_1^+ h_1 \left(c^2 + ch_1 + \frac{h_1^2}{3} \right) + \frac{2}{3} c^3 K_3^+ \right] w_{,rr} - \left[2K_1^- h_1 \left(c^2 + ch_1 + \frac{h_1^2}{3} \right) + \frac{2}{3} c^3 K_3^- \right] \frac{w_{,r}}{r}, \\ M_r^{(3)} &= \int_{-c}^c \left[K_3^+ (z\psi_{,r} - zw_{,rr}) + \frac{1}{r} K_3^- (z\psi - zw_{,r}) \right] z dz, \\ M_{\varphi} &= \left[cK_1^- h_1 \left(c + \frac{h_1}{2} \right) + cK_2^- h_2 \left(c + \frac{h_2}{2} \right) + \frac{2}{3} c^3 K_3^- \right] \psi_{,r} + \\ &+ \left[cK_1^+ h_1 \left(c + \frac{h_1}{2} \right) + cK_2^+ h_2 \left(c + \frac{h_2}{2} \right) + \frac{2}{3} c^3 K_3^+ \right] \frac{\psi}{r} - \\ &- \left[K_1^- h_1 \left(c^2 + ch_1 + \frac{h_1^2}{3} \right) + K_2^- h_2 \left(c^2 + ch_2 + \frac{h_2^2}{3} \right) + \frac{2}{3} c^3 K_3^- \right] w_{,rr} - \\ &- \left[K_1^+ h_1 \left(c^2 + ch_1 + \frac{h_1^2}{3} \right) + K_2^+ h_2 \left(c^2 + ch_2 + \frac{h_2^2}{3} \right) + \frac{2}{3} c^3 K_3^+ \right] \frac{w_{,r}}{r}, \end{aligned}$$

$$M_{\varphi}^{(3)} = \int_{-c}^c \left[K_3^- (z\psi_{,r} - zw_{,rr}) + \frac{1}{r} K_3^+ (z\psi - zw_{,r}) \right] z dz, \quad (8)$$

где $K_k^+ \equiv K_k + \frac{4}{3}G_k$, $K_k^- \equiv K_k - \frac{2}{3}G_k$.

После подстановки обобщенных внутренних моментов M_{α} , $M_{\alpha}^{(3)}$ ($\alpha = r, \varphi$), выраженных через искомые функции в (5), с учетом реакции основания (1), получим в перемещениях следующую систему уравнений равновесия, описывающую изгиб круговой упругой сэндвич-пластины на двухпараметрическом основании Пастернака:

$$\begin{aligned} L_2(a_1\psi - a_2w_{,r}) &= 0, \\ L_3(a_2\psi - a_3w_{,r}) &= -(q_0 + q_R), \end{aligned} \quad (9)$$

где L_k – линейные дифференциальные операторы

$$\begin{aligned} L_2(g) &\equiv \left(\frac{1}{r} (rg)_{,r} \right)_{,r} \equiv g_{,rr} + \frac{g_{,r}}{r} - \frac{g}{r^2}, \\ L_3(g) &\equiv \frac{1}{r} (rL_2(g))_{,r} \equiv g_{,rrr} + \frac{2g_{,rr}}{r} - \frac{g_{,r}}{r^2} + \frac{g}{r^3}; \end{aligned}$$

a_i – коэффициенты, учитывающие упругие и геометрические параметры слоев

$$\begin{aligned} a_1 &= c^2 \left(2h_1 K_1^+ + \frac{2}{3} c K_3^+ \right), \quad a_2 = c \left[2h_1 \left(c + \frac{1}{2} h_1 \right) K_1^+ + \frac{2}{3} c^2 K_3^+ \right], \\ a_3 &= 2h_1 \left(c^2 + ch_1 + \frac{1}{3} h_1^2 \right) K_1^+ + \frac{2}{3} c^3 K_3^+. \end{aligned}$$

Краевая задача по определению перемещений в круглой пластине на основании Пастернака замыкается присоединением к (9) силовых (6) или кинематических граничных условий. В частности, при жёсткой заделке контура пластины должны выполняться требования ($r = R$):

$$\psi = w = w_{,r} = 0. \quad (10)$$

При шарнирном опирании контура пластины

$$\psi = w = 0, \quad M_r = 0. \quad (11)$$

В случае свободного контура пластины

$$\psi = 0, \quad M_r = M_{r,r} = 0, \quad (12)$$

где внутренний момент M_r определяется формулами (8).

2. Общее решение краевой задачи

Рассмотрим процедуру решения этой системы уравнений. С помощью первого уравнения системы (13) во втором уравнении обнуляем коэффициент перед функцией ψ . После двукратного интегрирования и некоторых преобразований получим:

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{a_2}{a_1} w_{,r} + C_1 r + \frac{C_2}{r}, \\ w_{,rrrr} + \frac{2}{r} w_{,rrr} - \frac{1}{r^2} w_{,rr} + \frac{1}{r^3} w_{,r} - t_f D \left(w_{,rr} + \frac{1}{r} w_{,r} \right) + \kappa_0 D w &= q_0 D, \end{aligned} \quad (13)$$

где C_1, C_2 – константы интегрирования, определяемые из граничных условий (10)–(12);

$$D = \frac{a_1}{a_3 a_1 - a_2^2}.$$

Введем обозначения $\kappa^4 = \kappa_0 D$, $q = q_0 D$, $t_{f1} = t_f D$, тогда третье уравнение системы (13) примет вид

$$w_{,rrrr} + \frac{2}{r} w_{,rrr} - \frac{1}{r^2} w_{,rr} + \frac{1}{r^3} w_{,r} - t_{f1} \left(w_{,rr} + \frac{1}{r} w_{,r} \right) + \kappa^4 w = q, \quad (14)$$

Получим решение однородного уравнения, соответствующего уравнению в (14). Для этого приравняем левую часть уравнения нулю и введем замену переменной $x = kr$. В результате приходим к уравнению вида

$$w_{,xxxx} + \frac{2}{x} w_{,xxx} - \frac{1}{x^2} w_{,xx} + \frac{1}{x^3} w_{,x} - 2t_0^2 (w_{,xx} + \frac{1}{x} w_{,x}) + w = 0$$

или в операторном виде

$$\Delta^2 w - 2t_0^2 \Delta w + w = 0, \quad (15)$$

где $2t_0^2 = t_{f1}/\kappa^2$;

$$\Delta w(x) = \frac{d^2 w}{dx^2} + \frac{1}{x} \frac{dw}{dx} = \frac{1}{x} \frac{d}{dx} \left(x \frac{dw}{dx} \right).$$

Уравнение (15) может быть приведено к системе эквивалентных ему двух уравнений второго порядка. Пусть $w = w(x)$ – некоторое частное решение однородного уравнения (15), удовлетворяющее в то же время уравнению

$$\Delta w + \lambda w = 0, \quad (16)$$

где λ – константа, подлежащая определению.

Исходя из уравнения (16), имеем

$$\begin{aligned} \Delta w &= -\lambda w, \\ \Delta^2 w &= \lambda^2 w. \end{aligned} \quad (17)$$

Подставив теперь выражения (17) в исходное уравнение (15), получим относительно λ характеристическое уравнение

$$\lambda^2 + 2t_0^2 \lambda + 1 = 0. \quad (18)$$

Значения корней уравнения (18) определяются формулами

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= -t_0^2 + \sqrt{(t_0^2)^2 - 1}, \\ \lambda_2 &= -t_0^2 - \sqrt{(t_0^2)^2 - 1}. \end{aligned} \quad (19)$$

Следует отметить, что если в качестве упругого основания рассматриваются реальные грунты, то значение интегральной характеристики t_0 находится в пределах $0 \leq t_0^2 \leq 1$ [21].
Случай $t_0^2 = 0$ соответствует отсутствию сдвига в упругом основании $t_f = 0$.

Таким образом, корни характеристического уравнения (20) можно рассматривать как комплексно сопряженные величины

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= a = -a_1 + ib_1, \\ \lambda_2 &= \bar{a} = -a_1 - ib_1, \end{aligned} \quad (20)$$

где $a_1 = t_0^2$; $b_1 = \sqrt{1 - (t_0^2)^2}$.

Из уравнения (17), следует, что двум комплексно сопряженным корням (20) соответствуют два линейно независимых уравнения второго порядка

$$\begin{aligned} w_{1,xx} + \frac{1}{x} w_{1,x} + a w_1 &= 0, \\ w_{2,xx} + \frac{1}{x} w_{2,x} + \bar{a} w_2 &= 0. \end{aligned} \quad (21)$$

Общий интеграл основного дифференциального уравнения (13) можно представить в виде

$$w = w_1 + w_2 + w_p, \quad (22)$$

где w_1 и w_2 – фундаментальная система частных интегралов, удовлетворяющая уравнениям (21);

w_p – частное решение уравнения (14).

Решение уравнений (22) можно записать в виде:

$$\begin{aligned} w_1(x) &= C_3 J_0(\sqrt{a}x) + C_4 H_0^{(1)}(\sqrt{a}x), \\ w_2(x) &= C_5 J_0(\sqrt{\bar{a}}x) + C_6 H_0^{(2)}(\sqrt{\bar{a}}x), \end{aligned} \quad (23)$$

где $J_0(\sqrt{ax})$, $J_0(\sqrt{a}x)$ – функции Бесселя первого рода, нулевого порядка, комплексных аргументов \sqrt{ax} и $\sqrt{a}x$;

$H_0^{(1)}(\sqrt{ax})$, $H_0^{(2)}(\sqrt{a}x)$ – функции Ханкеля первого и второго рода, нулевого порядка от тех же аргументов.

Используя решение (23), перепишем общее решение (22) в окончательной форме

$$w = C_3 J_0(\sqrt{a}kr) + C_4 H_0^{(1)}(\sqrt{a}kr) + C_5 J_0(\sqrt{a}kr) + C_6 H_0^{(2)}(\sqrt{a}kr) + w_p. \quad (24)$$

где C_3, C_4, C_5, C_6 – константы интегрирования.

3. Случай равномерно распределенной нагрузки

Рассмотрим расположенную на упругом однослойном основании круглую трёхслойную пластину радиуса R , находящуюся под действием равномерно распределённой нагрузки – $q_0 = \text{const}$. Дифференциальное уравнение изгиба (13) для такой пластины может быть записано в виде:

$$\Delta^2 w_1 - 2t_0^2 \Delta w_1 + w_1 = \frac{q_0}{\kappa_0}. \quad (25)$$

В области внешней по отношению к пластине справедливо однородное дифференциальное уравнение, которое имеет вид [21]:

$$\Delta w_d - \alpha_0^2 w_d = 0, \quad (26)$$

где

$$\alpha_0^2 = \frac{\kappa_0}{t_f \kappa^2} = \frac{\sqrt{\kappa_0}}{t_f \sqrt{D}} = \frac{\kappa^2}{t_f D}.$$

Тогда общее решение (24), с учетом частного решения (25), и решение уравнения (26), могут быть представлены в виде:

$$w = C_3 J_0(\sqrt{a}kr) + C_4 H_0^{(1)}(\sqrt{a}kr) + C_5 J_0(\sqrt{a}kr) + C_6 H_0^{(2)}(\sqrt{a}kr) + \frac{q_0}{\kappa_0}, \quad (27)$$

$$w_d = C_7 I_0(\alpha_0 kr) + C_8 K_0(\alpha_0 kr),$$

где $I_0(\alpha_0 kr)$, $K_0(\alpha_0 kr)$ – модифицированные функции Бесселя первого и второго рода (функция Макдональда) нулевого порядка аргумента $\alpha_0 kr$.

Функция $I_0(\alpha_0 kr)$ при $r \rightarrow \infty$ неограниченно возрастает, что противоречит условию затухания осадок упругого основания вдали от места приложения нагрузки ($w_d \rightarrow 0$ при $r \rightarrow \infty$), то необходимо положить $C_9 = 0$.

Общее решение дифференциальных уравнений для прогиба и осадки (27) и остальные искомые функции системы (13), с учетом ограниченности решения в начале координат ($C_2 = C_4 = C_6 = 0$), в этом случае могут быть представленными в виде:

$$\psi = \frac{a_2}{a_1} w_{,r} + C_1 r,$$

$$w = C_3 J_0(\sqrt{a}kr) + C_5 J_0(\sqrt{a}kr) + \frac{q_0}{\kappa_0},$$

$$w_d = C_7 K_0(\alpha_0 kr),$$

где q_0/κ_0 – частный интеграл неоднородного дифференциального уравнения (25);

C_1, C_3, C_5, C_6 – произвольные постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий (10)–(12).

4. Численные результаты

Численный параметрический анализ проведен для защемлённой по контуру пластины единичного радиуса $R = 1$ м, слою которой набраны из материалов Д16Т–фторопласт–Д16Т [22]. Принимались: величина интенсивности поверхностной нагрузки $q_0 = -1$ МПа; толщины слоёв $h_1 = h_2 = 0,04$ м, $h_3 = 0,4$ м; отношение коэффициентов, согласно рекомендациям Пастернака [17], $t_f/\kappa_0 < 1$. Градация оснований по жесткости в дальнейшем принята

следующая [22]: при $\kappa_0 \leq 30$ МПа/м – основания малой жесткости (легкие); $30 \leq \kappa_0 \leq 650$ МПа/м – основания средней жесткости; $\kappa_0 \geq 650$ МПа/м – основания высокой жесткости.

На рисунках 2–5 рассмотрено влияние коэффициента сдвига основания t_f (МПа·м) в случае оснований средней жёсткости $\kappa_0 = 100$ МПа/м. Изменение касательных напряжений $\sigma_{rz}^{(3)}$ в заполнителе вдоль радиуса пластины приведено на рисунке 2: 1 – $t_f = 0$, 2 – $t_f = 1$, 3 – $t_f = 10$. С ростом коэффициента t_f увеличивается сдвига жесткость материала основания, что приводит к уменьшению относительного сдвига и напряжений $\sigma_{rz}^{(3)}$ в заполнителе. При увеличении коэффициента сдвига до 1 МПа·м напряжения уменьшаются на 5%, в случае $t_f = 10$ МПа·м – на 43%. При малых $t_f < 0,1$ МПа·м изменения напряжений не существенные.

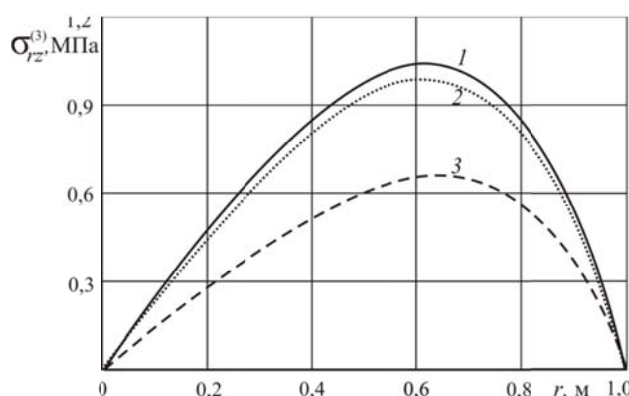


Рисунок 2 – Изменение тангенциальных напряжений $\sigma_{rz}^{(3)}$ вдоль радиуса пластины

Распределение радиальных напряжений $\sigma_r(r)$ по внешним плоскостям несущих слоев и в склейках показано на рисунках 3–5.

Рисунок 3 содержит графики изменения радиальных напряжений $\sigma_r^{(1)}$ вдоль радиуса пластины в верхнем несущем слое в зависимости от коэффициента сдвига основания t_f (МПа·м): 1 – $z = c$, 2 – $z = c + h_1$ (оба $t_f = 0$); 3 – $z = c$, 4 – $z = c + h_1$ (оба $t_f = 10$). Напряжения в нижней (1, 3) и верхней частях (2, 4) практически одинаковы по модулю, но различаются знаками: нижние волокна растянуты, верхние – сжаты. Учёт сдвиговой жёсткости основания приводит к уменьшению напряжений по модулю. Это обусловлено тем, что часть работы внешней нагрузки затрачивается на работу основания на сдвиг, что приводит к уменьшению как перемещений, так и напряжений.

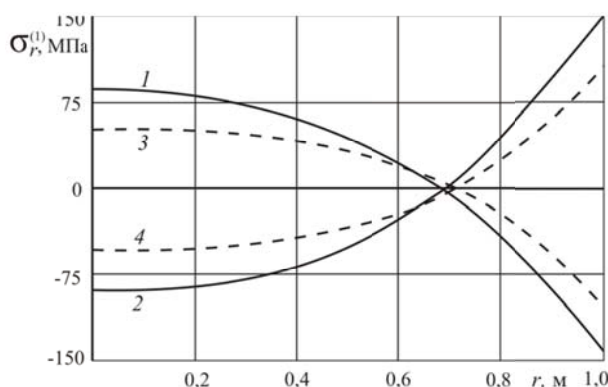


Рисунок 3 – Изменение радиальных напряжений $\sigma_r^{(1)}$ вдоль радиуса в верхнем слое пластины

Аналогичная картина изменения радиальных напряжений $\sigma_r^{(2)}$ в нижнем несущем слое в зависимости от коэффициента сдвига основания t_f (МПа·м) приведена на рисунке 4:

1 – $z = -c - h_2$, 2 – $z = -c$ (оба $t_f = 0$); 3 – $z = -c - h_2$, 4 – $z = -c$ (оба $t_f = 10$). Здесь кривые напряжений практически симметричны относительно серединной линии верхнего слоя. Нижние волокна растянуты, верхние – сжаты. Здесь также учёт сдвиговой жёсткости основания приводит к уменьшению напряжений по модулю.

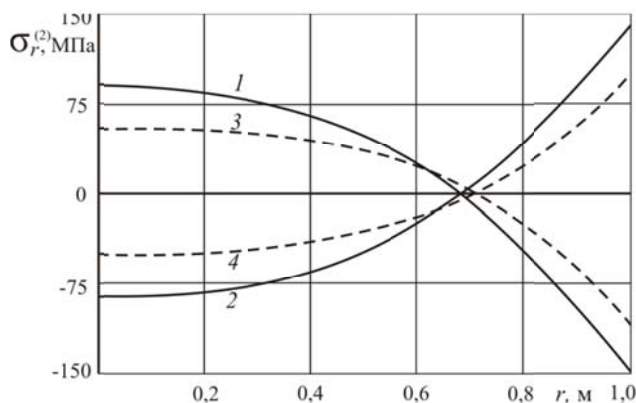


Рисунок 4 – Изменение радиальных напряжений $\sigma_r^{(2)}$ вдоль радиуса в нижнем слое пластины

Радиальные напряжения $\sigma_r^{(3)}$ в заполнителе вдоль радиуса изменяются подобным образом при учете сдвига основания (рисунок 5): 1 – $z = -c$, 2 – $z = c$ (оба $t_f = 0$); 3 – $z = -c$, 4 – $z = c$ (оба $t_f = 10$).

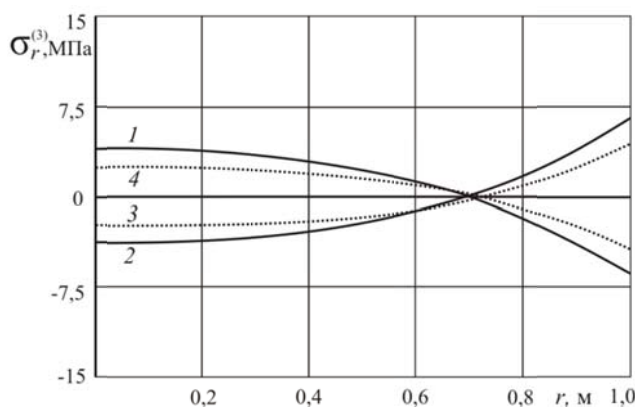


Рисунок 5 – Изменение радиальных напряжений $\sigma_r^{(3)}$ вдоль радиуса пластины в заполнителе

Следует отметить, что напряжения в слоях пластины достигают максимума в заделке, а сечения с нулевым напряжением при учёте сдвига основания несколько сдвигаются к контуру, примерно от $r = 0,69$ к $r = 0,71$.

Заключение

Предложенная в работе математическая модель, общее и частное решения краевой задачи могут использоваться для исследования напряженно-деформированного состояния симметричного изгиба трёхслойной круговой сэндвич-пластины при ее взаимодействии с упругим основанием Пастернака.

Работа выполнена при финансовой поддержке фонда фундаментальных исследований РБ (проект № T18p-090).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kubenko, V.D. Vibrations of sandwich beam on an elastic foundation // V.D. Kubenko, Yu.M. Pleskachevskii, E.I. Starovoitov, D.V. Leonenko // International Applied Mechanics. – 2006. – Vol. 42, N 5. – P. 541–547.
2. Starovoitov, É.I. Vibration of a sandwich rod under local and impulsive forces/ É.I. Starovoitov, D.V. Leonenko, A.V. Yarovaya // International Applied Mechanics. – 2005. – Vol. 41, N 7. – P. 809–816.

3. Starovoitov, E.I. Vibrations of circular sandwich plates connected with an elastic foundation/ E.I. Starovoitov, V.D. Kubenko, D.V. Tarlakovskii // Russian Aeronautics. – 2009. – Vol. 52, N 2. – P. 151–157.
4. Starovoitov, E.I. Vibrations of circular sandwich plates under resonant loads / E.I. Starovoitov, D.V. Leonenko, A.V. Yarovaia // International Applied Mechanics. – 2003. – Vol. 39, N 12. – P. 1458–1463.
5. Starovoitov, E.I. Impact of thermal and ionizing radiation on a circular sandwich plate on an elastic foundation/ E.I. Starovoitov, D.V. Leonenko // International Applied Mechanics. – 2011. – Vol. 47, N. 5. – P. 580–589.
6. Тарлаковский, Д.В. Аналитическое исследование особенностей напряжений в плоских нестационарных контактных задачах с подвижными границами / Д.В. Тарлаковский, Г.В. Федотенков // Математические методы и физико–механические поля. – 2008. – Т.51, № 2. – С. 202–207.
7. Тарлаковский, Д.В. Двумерный нестационарный контакт упругих цилиндрических или сферических оболочек/ Д.В. Тарлаковский, Г.В. Федотенков // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2014. – № 2. – С. 69–76.
8. Старовойтов, Э.И. Деформирование трехслойной ортотропной пластины ступенчато–переменной толщины / Э.И. Старовойтов, Д.В. Тарлаковский // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2014. – № 2 (304). – С. 38–43.
9. Старовойтов, Э. И. Осесимметричное деформирование круговой трехслойной пластины в температурном поле / Э.И. Старовойтов, Д.В. Леоненко // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2018. – №1. – С.13–22.
10. Москвитин, В.В. К исследованию напряженно–деформированного состояния двухслойных металлополимерных пластин при циклических нагружениях / В.В. Москвитин, Э.И. Старовойтов // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. – 1986. – № 1. – С. 116–121.
11. Старовойтов, Э.И. О переменном нагружении вязкопластических трехслойных пологих оболочек / Э.И. Старовойтов // Вестник МГУ. Сер. 1. Мат. Мех. – 1980. – № 2. – С. 92–96.
12. Старовойтов, Э.И. Переменное деформирование трехслойного стержня локальной синусоидальной нагрузкой / Э.И. Старовойтов, Д. В. Леоненко, М.А. Журавков // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2016. – № 1 – С.19–28.
13. Старовойтов, Э.И. Упругопластическое деформирование трехслойных стержней в температурном поле / Э.И. Старовойтов // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2012. – № 3. – С. 91–99.
14. Старовойтов, Э.И. Деформирование трехслойных элементов конструкций на упругом основании / Э. И. Старовойтов, А. В. Яровая, Д. В. Леоненко – Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2006. – 380 с.
15. Starovoitov, É.I. Elastoplastic bending of a sandwich bar on an elastic foundation / É.I. Starovoitov, D.V. Leonenko, A.V. Yarovaia // International Applied Mechanics. – 2007. – Vol. 43, N 4. – P. 451–459.
16. Старовойтов, Э.И. Термоупругий изгиб кольцевой трехслойной пластины на упругом основании / Э.И. Старовойтов, Д.В. Леоненко, М. Сулейман// Экологический вестник научных центров Черноморского экономического сотрудничества. – 2006. № 4. С. 55–62.
17. Пастернак, П.Л. Основы нового метода расчёта фундаментов на упругом основании при помощи двух коэффициентов постели. М.: Гос. Изд–во литературы по строительству и архитектуре. – 1954. – 55 с.
18. Козел, А.Г. Математическая модель деформирования круговой трёхслойной пластины на основании Пастернака / А.Г. Козел // Проблемы физики, математики и техники. – Гомель: ГГУ им. Ф.Скорины. – 2017. – № 1(30). – С. 42–46.
19. Козел, А.Г. Перемещения в круговой трехслойной пластине на двухпараметрическом основании / А.Г. Козел // Механика. Исследования и инновации. – 2017. – Вып. 10. – С. 90–95.
20. Козел, А.Г. Деформированное состояние трёхслойной круговой пластины, связанной с основанием Пастернака / Козел А.Г. // Математическое моделирование, компьютерный и натурный эксперимент в естественных науках. – 2018. – № 1; URL: <http://mathmod.esrae.ru/17–60> (дата обращения: 11.06.2018).
21. Власов, В.З. Балки, плиты, оболочки на упругом основании / В.З. Власов, Н.Н. Леонтьев. – М.: Гос. изд–во физ.–мат. лит.–ры, 1960.
22. Старовойтов, Э. И. К описанию термомеханических свойств некоторых конструкционных материалов / Э. И. Старовойтов // Пробл. прочности. – 1988. – № 4. – С. 11–15.

Козел Анастасия Григорьевна

Белорусского государственного университета транспорта.

Аспирант кафедры «Строительная механика».

Кирова, 34, 246653 г. Гомель, Республика Беларусь.

Тел. +375 232 95 39 61 (раб.).

E-mail: kostjaschka2009@mail.ru

A.G. KOZEL

INFLUENCE OF SHEAR STRONG PASTER BASIS ON THE STRESSED STATE OF THE SANDWICH PLATE

Abstract. The formulation and solution of the boundary value problem on the axisymmetric deformation of an elastic round sandwich plate on the complex basis of the Pasternak model is given. The system of differential equations of equilibrium is obtained by a variational method. A general analytic solution of the boundary value problem in Bessel functions is given. The influence of the shearing properties of the base on the stress–strain state of the sandwich plate is studied numerically for different coefficients of compression and base displacement.

Keywords: sandwich–plate; stress–strain state; the foundation of Pasternak.

BIBLIOGRAPHY

1. Kubenko, V. D. Vibrations of sandwich beam on an elastic foundation / V. D. Kubenko, Yu. M. Pleskachevskii, E. I. Starovoitov, D. V. Leonenko // *International Applied Mechanics*. – 2006. – Vol. 42, N 5. – P. 541–547.
2. Starovoitov, É. I. Vibration of a sandwich rod under local and impulsive forces/ É. I. Starovoitov, D. V. Leonenko, A. V. Yarovaya // *International Applied Mechanics*. – 2005. – Vol. 41, N 7. – P. 809–816.
3. Starovoitov, E. I. Vibrations of circular sandwich plates connected with an elastic foundation/ E. I. Starovoitov, V. D. Kubenko, D. V. Tarlakovskii // *Russian Aeronautics*. – 2009. – Vol. 52, N 2. – P. 151–157.
4. Starovoitov, E. I. Vibrations of circular sandwich plates under resonant loads / E. I. Starovoitov, D. V. Leonenko, A. V. Yarovaya // *International Applied Mechanics*. – 2003. – Vol. 39, N 12. – P. 1458–1463.
5. Starovoitov, E. I. Impact of thermal and ionizing radiation on a circular sandwich plate on an elastic foundation/ E. I. Starovoitov, D. V. Leonenko // *International Applied Mechanics*. – 2011. – Vol. 47, N 5. – P. 580–589.
6. Tarlakovskij, D. V. Analiticheskoe issledovanie osobennostej naprjazhenij v ploskih nestacionarnyh kontaktnyh zadachah s podvizhnymi granicami / D. V. Tarlakovskij, G. V. Fedotenkov // *Matematicheskie metody i fiziko-mekhanicheskie polja*. – 2008. – T. 51, № 2. – S. 202–207.
7. Tarlakovskij, D. V. Dvumernyj nestacionarnyj kontakt uprugih cilindricheskikh ili sfericheskikh obolochek/ D. V. Tarlakovskij, G. V. Fedotenkov // *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*. – 2014. – № 2. – S. 69–76.
8. Starovoitov, E. I. Deformirovanie trehslojnoj ortotropnoj plastiny stupenchato-peremennoj tolshhiny / E. I. Starovoitov, D. V. Tarlakovskij // *Fundamentalnye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii*. – 2014. – № 2 (304). – S. 38–43.
9. Starovoitov, E. I. Osesimmetrichnoe deformirovanie krugovoj trehslojnoj plastiny v temperaturnom pole / E. I. Starovoitov, D. V. Leonenko // *Fundamentalnye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii*. – 2018. – №1. – S.13–22.
10. Moskvitin, V. V. K issledovaniju naprjazhenno-deformirovannogo sostojaniya dvuhslojnyh metallopolimernyh plastin pri ciklicheskih nagruzhenijah / V. V. Moskvitin, E. I. Starovoitov // *Izv. AN SSSR. Mekhanika tverdogo tela*. – 1986. – № 1. – S. 116–121.
11. Starovoitov, E. I. O peremennom nagruzhenii vjazkoplasticheskikh trehslojnyh pologih obolochek / E. I. Starovoitov // *Vestnik MGU. Ser. 1. Mat. Meh.* – 1980. – № 2. – S. 92–96.
12. Starovoitov, E. I. Peremennoe deformirovanie trehslojnogo sterzhnja lokalnoj sinusoidalnoj nagruzkoy / E. I. Starovoitov, D. V. Leonenko, M. A. Zhuravkov // *Fundamentalnye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii*. – 2016. – № 1 – S.19–28.
13. Starovoitov E. I. Uprugoplasticheskoe deformirovanie trehslojnyh sterzhnej v temperaturnom pole / E. I. Starovoitov // *Problemy mashinostroeniya i avtomatizacii*. – 2012. – № 3. – S. 91–99.
14. Starovoitov, E. I. Deformirovanie trehslojnyh jelementov konstrukcij na uprugom osnovanii / E. I. Starovoitov, A. V. Jarovaja, D. V. Leonenko – Moskva: FIZMATLIT, 2006. – 380 s.
15. Starovoitov, É. I. Elastoplastic bending of a sandwich bar on an elastic foundation / É. I. Starovoitov, D. V. Leonenko, A. V. Yarovaya // *International Applied Mechanics*. – 2007. – Vol. 43, N 4. – P. 451–459.
16. Starovoitov, E. I. Termouprugij izgib kolcevoj trehslojnoj plastiny na uprugom osnovanii / E. I. Starovoitov, D. V. Leonenko, M. Sulejman // *Jekologicheskij vestnik nauchnyh centrov Chernomorskogo jekonomicheskogo sotrudnichestva*. – 2006. № 4. S. 55–62
17. Pasternak P. L. Osnovy novogo metoda raschjota fundamentov na uprugom osnovanii pri pomoshhi dvuh koeficientov posteli. M.: Gos. Izd-vo literatury po stroitelstvu i arhitekture. – 1954. – 55 s.
18. Kozel, A. G. Matematicheskaja model deformirovanija krugovoj trjohslojnoj plastiny na osnovanii Pasternaka / A. G. Kozel // *Problemy fiziki, matematiki i tehniki*. – Gomel: GGU im. F.Skoriny. – 2017. – № 1(30). – S. 42–46.
19. Kozel, A. G. Peremeshhenija v krugovoj trehslojnoj plastine na dvuhparametricheskom osnovanii / A. G. Kozel // *Mekhanika. Issledovaniya i innovacii*. – 2017. – Vyp. 10. – S. 90–95.
20. Kozel, A. G. Deformirovanoe sostojanie trjohslojnoj krugovoj plastiny, svjazannoj s osnovaniem Pasternaka / Kozel A. G. // *Matematicheskoe modelirovanie, kompjuternyj i naturnyj jeksperiment v estestvennyh naukah*. – 2018. – № 1; URL: <http://mathmod.esrae.ru/17-60> (data obrashhenija: 11.06.2018).
21. Vlasov, V. Z. Balki, plity, obolochki na uprugom osnovanii / V. Z. Vlasov, N. N. Leontev. – M.: Gosudarstvennoe izdatelstvo fiziko-matematicheskoy literatury, 1960. – 491 s.
22. Starovoitov, E. I. K opisaniju termomekhanicheskikh svojstv nekotorykh konstrukcionnyh materialov / E. I. Starovoitov // *Probl. prochnosti*. – 1988. – № 4. – S. 11–15.

Kozel Anastasiya Grigoryevna

Belarusian State University of Transport

Position: Postgraduate of the department "Structural Mechanics",

Kirova st. 34, Gomel, 246653, Belarus

Tel. +375 232 95 39 61 (office)

E-mail: kostjaschka2009@mail.ru

БИОМЕХАНИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОЯСНИЧНОГО ОТДЕЛА ПОЗВОНОЧНИКА ЧЕЛОВЕКА ПРИ АНТИОРТОСТАТИЧЕСКОЙ НАГРУЗКЕ

Аннотация. *Статья посвящена экспериментальным и теоретическим исследованиям напряженно-деформированного состояния структур поясничного отдела позвоночника в различных положениях тела человека, в том числе, и при антиортостатической (антиортостатическое положение – голова ниже линии горизонта) нагрузке. В ходе биомеханических исследований был сделан вывод, что разнообразие реакций на антиортостатическую нагрузку во многом зависит от состояния организма испытуемого, его тренированности и физического развития. Очевидно, что наибольшее растяжение происходит при висе вниз головой, увеличиваясь медленно со временем.*

Ключевые слова: *биомеханика, позвоночник, моделирование, постуральные нагрузки.*

Введение.

Широкая распространенность боли в спине среди населения всех развитых стран, в том числе у лиц молодого и среднего возраста, определяет медико-социальную значимость данной проблемы. Этот симптом часто связан с заболеваниями и последствиями травм опорно-двигательного аппарата (ОДА) в его важнейшей части – позвоночнике. Такие нарушения способствуют развитию болезней и в других системах и отдельных органах, а также ведут к снижению подвижности и ухудшению общего состояния организма [1].

При этом основное давление со стороны верхней части тела приходится на структуры поясничного отдела позвоночника, выполняющего функции амортизации всего позвоночного столба. Вследствие повышенной нагрузки нарушения в структуре поясничного отдела часто являются причиной недомоганий.

Лечение патологий позвоночника осуществляется с помощью хирургического вмешательства и консервативных методов лечения. Операции на позвоночнике связаны с большими рисками возникновения осложнений. Их проводят только в крайних случаях, когда консервативные методы лечения не эффективны либо имеются однозначные показания к проведению операции.

Распространёнными немедикаментозными методами лечения и реабилитации пациентов, страдающих заболеваниями ОДА, является применение методов вытяжения (тракции) [2]. Эффективность тракционных методов может быть значительно повышена путём применения динамических постуральных воздействий (ПВ) на основе многоэтапной ориентации–перемещения организма в трёхмерном пространстве. При таких воздействиях происходит перемещение пациента на специальном программно–управляемом столе с дистальной фиксацией нижних конечностей, а пациент поочередно оказывается под действием орто– и антиортостатической нагрузки различной интенсивности [3]. Динамическое перемещение с ориентацией создаёт условия для вытяжения позвоночника за счёт собственного веса пациента и возникновения отрицательной компрессии в межкостных сочленениях [4]. При этом остаётся нерешённой задача о взаимосвязи параметров постуральных нагрузок (углов, скоростей, последовательности ориентации–перемещения) и показателей состояния костно–связочного аппарата в позвоночнике.

В ходе предварительных исследований были получены рентгенограммы поясничного отдела позвоночника при различных положениях испытуемого (лёжа, стоя, в висе вниз головой), снимок делался во время первой минуты испытания [5]. На рентгенограммах выделялись контуры позвонков, затем полученные изображения накладывались друг на друга для определения и сравнения расстояний между позвонками при различных положениях испытуемого (рисунок 1).

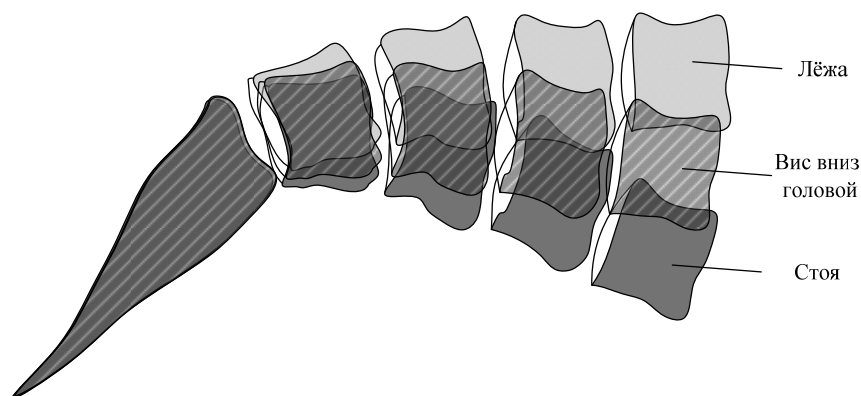


Рисунок 1 – Схема расположения позвонков поясничного и крестцового отделов позвоночника, построенная на основе рентгенограмм при трёх положениях испытуемого: лёжа, стоя и в висе вниз головой

Как показал анализ изображений, полученных при различных положениях тела испытуемого, происходит значимое изменение расстояний между позвонками поясничного отдела. При висе вниз головой его структуры наиболее сжаты. Был сделан вывод о том, что нахождение испытуемого в положении виса вниз головой в течение одной минуты недостаточно для расслабления рефлекторно напряженных мышц, а для уменьшения этого эффекта необходимо постепенное увеличение антиортостатической (антиортостатическое положение – голова ниже линии горизонта) нагрузки, т.е. изменение угла наклона лежа испытуемого от 0° (горизонтальное положение) до -80° .

Таким образом, целью исследования являлось изучение реакции структур поясничного отдела позвоночника на различные положения тела человека, в том числе, антиортостатическое, путём проведения испытаний позвонков и теоретических исследований напряженно-деформированного состояния.

Материалы и методы, оборудование

В исследовании («Испытание 1» и «Испытание 2») приняли участие четверо молодых здоровых испытуемых («А», «В», «С», «D») обоих полов средний возраст 22,8 лет, средний рост 175,4 см, средний вес 70,8 кг.

Для определения изменения расстояний между позвонками поясничного отдела при различных положениях испытуемого использовалась следующая методика: на поверхности спины испытуемых на уровне седьмого шейного позвонка фиксировалась нулевая (опорная) точка, а на уровне поясничного отдела позвоночника на кожу испытуемого наносились параллельные цветные линии в направлении перпендикулярном позвоночнику (рисунок 2). Ориентирами для меток являлись костные остистые отростки, их местоположение определялось методом пальпации. Расстояние между линиями составляло $14,0 \pm 0,5$ мм. Расстояния от опорной точки до каждой из этих линий, а также между ними, измерялись при различных последовательно принимаемых положениях испытуемого: стоя, лёжа, в висе вниз головой под углом -80° (1 мин.), лёжа, стоя.

Постепенное увеличение антиортостатической нагрузки от 0° до -80° во время испытаний обеспечивается применением специального программно-управляемого поворотного стола и дистальной фиксации нижних конечностей (рисунок 3) [6].

Измерение расстояний от опорной точки до каждой из линий проводилось при помощи гибкого ростомера.

«Испытание 1» Исходным положением испытуемого для проведения измерений является положение стоя {1}, цифры в фигурных скобках обозначают порядковый номер положения испытуемого. Далее испытуемый обувает специальные ботинки и располагается на ложе стола – это второе положение {2} при котором производят измерения. Для дистальной фиксации испытуемого ботинки жестко крепятся к столу. Ложе стола вместе с испытуемым в течение минуты наклоняется под углом -80° . В таком положении испытуемый находится в течение трёх минут. По истечению этого времени, проводится

измерение в антиортостатическом положении {3}. Ложе в течение минуты возвращается в горизонтальное положение, затем проводится следующее измерение {4}. После этого испытуемый встаёт – это последнее положение для проведения измерений {5}. Замеры производились для испытуемого «А», «В», «С», «D» по три раза.

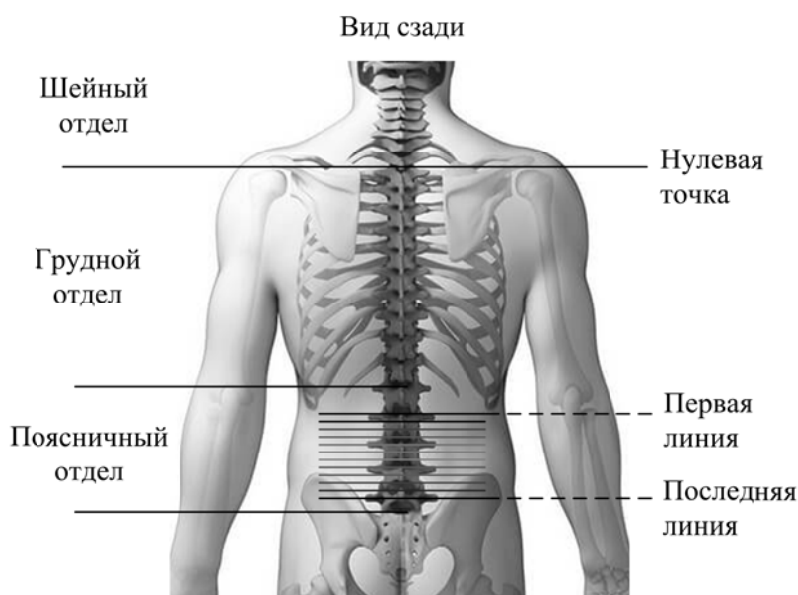


Рисунок 2 – Схема расположения цветных параллельных линий на уровне поясничного отдела позвоночника испытуемого («Испытание 1»)

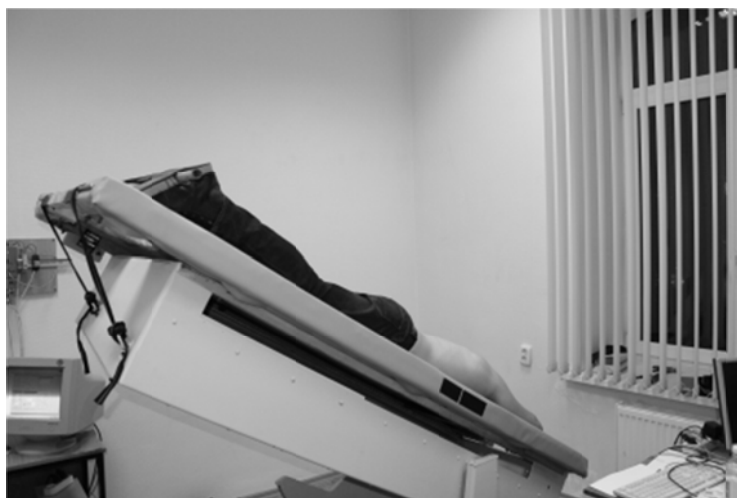


Рисунок 3 – Испытуемый на ложе поворотного стола с дистально фиксированными нижними конечностями, показано промежуточное положение (угол -30°)

«Испытание 2» проводилось аналогично «испытанию 1» при этом было увеличено время эксперимента. Замер положения {2} проводился через три минуты. Измерение в антиортостатическом положении {3} проводилось на третьей и шестой минутах. Измерение {4} проводилось на первой и третьей минуте, а измерения {5} проводились на 2-й минуте. Замеры производились для испытуемого («А», «В», «С») по три раза.

Систематическая погрешность равна половине цены деления ростомера, что составляет 0,5 мм. Методическая погрешность была определена с помощью расчёта среднеквадратичного отклонения (СКО) и не превышает 2 мм.

Биомеханическая компьютерная модель поясничного отдела позвоночника построена с помощью пакета прикладных программ SolidWorks [7]. Программный пакет Ansys Workbench использовался для расчёта перемещения связок под действием силы [8].

Результаты

«Испытание 1».

В таблице 1 приведены средние значения расстояний h от нулевой точки до каждой из линий для испытуемого «А» по результатам трёх измерений.

Таблица 1 – Средние значения расстояний h от нулевой точки до каждой из линий (испытуемый «А»), мм

Положения испытуемого	Порядковые номера линий											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Стоя {1}	341	352	362	375	393	406	419	433	450	465	479	499
Лёжа {2}	344	355	366	380	397	414	431	448	465	480	492	511
Вис вниз головой {3}	310	325	341	356	374	393	411	425	444	459	469	488
Лёжа {4}	318	334	344	359	375	391	402	421	439	454	466	489
Стоя {5}	327	338	350	366	384	399	411	429	445	458	473	490

Из анализа данных (таблица 1) видно, что у испытуемого «А» максимальное давление на поясничный отдел позвоночника соответствует исходному положению стоя {1}. В положении лежа {2} давление минимально. При висе вниз головой в течение трёх минут {3} уровень давления на поясничный отдел меньше, чем в положении стоя, но больше, чем в положении лежа. Характер деформации сохраняется в положении лежа {4} и стоя {5}.

Методом пальпации было установлено соответствие нанесённых линий позвонкам и межпозвонковым дискам. В зависимости от роста испытуемых эти соответствия отличались. На основании полученных соотношений рассчитывались расстояния, включающие в себя части пары соседних позвонков и область межпозвонкового диска между ними (позвонок–диск–позвонок). Анализ этих значений позволил судить о реакциях межпозвонковых дисков на применённые нагрузки. Результаты расчетов для испытуемого «А» приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Расстояния между линиями, приходящиеся на части поясничного отдела – позвонок–диск–позвонок (испытуемый «А»), мм

Положения испытуемого	Номера структуры поясничного отдела позвонок–диск–позвонок (и соответствующие им диапазоны номеров линий)			
	2 (2–4)	3 (4–6)	4 (7–9)	5 (10–12)
Стоя {1}	23	31	31	34
Лёжа {2}	25	34	34	31
Вис вниз головой {3}	31	37	33	29
Лёжа {4}	25	32	37	35
Стоя {5}	28	33	34	32

Численная оценка удлинения, приходящегося на межпозвонковые диски поясничного отдела позвоночника, была произведена путём вычисления разности длин участков, приходящихся на части поясничного отдела (позвонок–диск–позвонок) в различных положениях. Результаты расчетов для испытуемого «А» представлены в таблице 3. Отрицательные значения соответствуют компрессии структур, положительные – растяжению.

На основании данных из таблицы 3 можно сделать вывод, что растяжение структур поясничного отдела позвоночника испытуемого «А» происходит постепенно, начинаясь при положении лёжа {2}, затем продолжается при висе вниз головой {3} и достигает наибольшего значения 11 мм (5 мм + 6 мм). При возвращении испытуемого в положение лёжа {4}, произошедшее удлинение сокращается на 1 мм, в положение стоя {5} – ещё на 2

мм. В результате растяжение для данного испытуемого составляет 8 мм. Реакция каждой отдельной структуры позвонков–диск–позвонков на изменение положения испытуемого не однородна.

Таблица 3 – Разность длин участков, приходящихся на межпозвонковые диски поясничного отдела, при изменении положения (испытуемый «А»), мм

Сравниваемые положения испытуемого	Номера межпозвонковых дисков поясничного отдела (и соответствующие им диапазоны номеров линий)				Суммарное изменение длины при смене положения
	2 (2–4)	3 (4–6)	4 (7–9)	5 (10–12)	
Стоя {1} и лёжа {2}	2	3	3	–3	5
Лёжа {2} и в висе вниз головой {3}	6	3	–1	–2	6
В висе вниз головой {3} и лёжа {4}	–6	–5	4	6	–1
Лежа {4} и стоя {5}	3	1	–3	–3	–2
Суммарное изменение длины за всю процедуру испытаний	5	2	3	–2	8

Аналогичные исследования были проведены для испытуемых «В», «С» и «D».

Для определения особенностей реакций в структурах поясничных отделов позвоночника на смену положения у испытуемых сравним суммарное изменение длины, происходящее при разных положениях (таблица 4), и суммарное изменение длины за всю процедуру испытаний, приходящееся на межпозвонковые диски (таблица 5).

Таблица 4 – Суммарное изменение длины поясничного отдела при смене положения испытуемых, мм

Сравниваемые положения испытуемого	Испытуемые			
	«А»	«В»	«С»	«D»
Стоя {1} и лёжа {2}	5	2	–6	–18
Лёжа {2} и в висе вниз головой {3}	6	13	3	14
В висе вниз головой {3} и лёжа {4}	–1	–7	0	–3
Лежа {4} и стоя {5}	–2	–8	5	4
Суммарное изменение длины за всю процедуру испытаний	8	0	2	–3

Исходя из результатов, приведенных в таблице 4, можно сделать вывод, что у всех испытуемых при висе вниз головой происходит растяжение структур поясничного отдела.

Таблица 5 – Суммарное изменение длины отдельных межпозвонковых дисков за всю процедуру испытаний, мм

Испытуемые	Номера межпозвонковых дисков поясничного отдела				Суммарное изменение длины за всю процедуру испытаний
	2	3	4	5	
«А»	5	2	3	–2	8
«В»	–1	1	2	–2	0
«С»	2	1	0	–1	2
«D»	–1	2	–2	–2	–3

При завершении испытания показатель суммарного удлинения у испытуемых демонстрирует различные тенденции: от удлинения на 8 мм до сжатия на 2 мм. Третьи

межпозвоночные диски поясничного отдела у всех испытуемых суммарно демонстрировали тенденцию к удлинению, все пятые – к сжатию (таблица 5).

«Испытание 2».

В таблице 6 приведены средние значения расстояний от нулевой точки до костных ориентиров для испытуемого «А» по результатам трёх измерений.

Таблица 6 – Средние значения расстояний от нулевой точки до костных ориентиров (испытуемый «А»), мм

Положение испытуемого	Порядковые номера позвонков поясничного отдела					
	1	2	3	4	5	6
Стоя {1}	316	346	372	406	436	464
Лёжа {2}	307	337	364	400	432	465
Вис вниз головой {3} 3 мин.	304	333	360	396	430	467
Вис вниз головой {3} 6 мин.	304	334	362	397	430	466
Лёжа {4} 1 мин.	306	336	361	395	426	461
Лёжа {4} 3 мин.	310	340	365	401	436	470
Стоя {5} 2 мин.	322	352	378	417	451	484

По данным испытуемого «А» (таблица 6) максимальное давление на поясничный отдел позвоночника соответствует исходному положению стоя {1}. В положении лежа {2} давление минимально. При висе вниз головой в течение трёх минут {3} уровень давления на поясничный отдел меньше, чем в положении стоя, но больше, чем в положении лежа. В положении лежа {4} и стоя {5} этот эффект сохраняется.

На основании полученных соотношений рассчитывались расстояния, включающие в себя части пары соседних позвонков и область межпозвоночного диска между ними (позвонки–диск–позвонки). Анализ этих значений позволил судить о реакциях межпозвоночных дисков на применённые нагрузки. Результаты расчетов для испытуемого «А» приведены в таблицах 7 и 8.

Таблица 7 – Расстояния между остистыми отростками (испытуемый «А»), мм

Положение испытуемого	Порядковые номера дисков (и соответствующие им пары позвонков поясничного отдела позвоночника)				
	1 (1–2)	2 (2–3)	3 (3–4)	4 (4–5)	5 (5–6)
Стоя {1}	30	26	34	30	28
Лёжа {2}	30	27	36	32	33
Вис вниз головой {3} 3 мин.	29	27	36	34	37
Вис вниз головой {3} 6 мин.	30	28	35	33	36
Лёжа {4} 1 мин.	30	25	34	31	35
Лёжа {4} 3 мин.	30	25	36	35	34
Стоя {5} 2 мин.	30	26	39	34	33

На основании анализа данных таблицы 8 можно сделать вывод, что растяжение структур поясничного отдела позвоночника испытуемого «А» при «Испытании 2» происходит постепенно, начинаясь при положении лёжа {2}, затем продолжается при висе вниз головой {3} 3 мин. и достигает наибольшего значения 15 мм (10 мм + 5 мм). При нахождении в положении вис вниз головой {3} 6 мин. дальнейшего удлинения не происходит. Возвращение испытуемого в положение лёжа {4} 1 мин. приводит к

сокращению длины на 7 мм. Затем при лежании {4} 2 мин. и возвращении в вертикальное положение {5} происходит снова удлинение на 7. В результате суммарное растяжение для данного испытуемого составляет 14 мм. Реакция каждой отдельной структуры позвонок–диск–позвонок на изменение положения испытуемого не однородна. Таким образом, при переходе из положения стоя в положение лёжа нагрузка на поясничный отдел позвоночника снижается, происходит растяжение межпозвонковых дисков. Максимальное растяжение составляет 5 мм в пятом межпозвонковом диске. При переходе из виса вниз головой, не значительно увеличивается нагрузка на поясничный отдел позвоночника, происходит дальнейшее растяжение четвертого и пятого дисков, максимальное составляет 4 мм для пятого диска.

Таблица 8 – Разность длин участков между остистыми отростками при изменении положения (испытуемый «А»), мм

Сравниваемые положения	Порядковые номера дисков					Суммарное изменение длины при смене положения
	1	2	3	4	5	
Стоя {1} и лёжа {2}	0	1	2	2	5	10
Лёжа {2} и в висе вниз головой {3} 3 мин.	–1	0	0	2	4	5
В висе вниз головой {3} 3 мин. и в висе вниз головой {3} 6 мин.	1	1	–1	–1	–1	–1
В висе вниз головой {3} 6 мин. и лёжа {4} 1 мин.	0	–3	–1	–2	–1	–7
Лёжа {4} 1 мин. и лёжа {4} 2 мин.	0	0	2	4	–1	5
Лёжа {4} 2 мин. и стоя {5} 2 минуты	0	1	3	–1	–1	2
Суммарное изменение длины за всю процедуру испытаний, приходящееся на диск	0	0	5	4	5	14

Для определения особенностей реакций в структурах поясничных отделов позвоночника на смену положения у испытуемых «А», «В» и «С» сравним суммарное изменение длины, происходящее при разных положениях (таблица 9), и суммарное изменение длины за всю процедуру испытаний, приходящееся на межпозвонковые диски (таблица 10).

Таблица 9 – Суммарное изменение длины при смене положения у тройки испытуемых, мм

Сравниваемые положения испытуемого	Испытуемые		
	«А»	«В»	«С»
Стоя {1} и лёжа {2}	10	7	–6
Лёжа {2} и в висе вниз головой {3} 3 мин.	5	8	15
В висе вниз головой {3} 3 мин. и в висе вниз головой {3} 6 мин.	–1	0	8
В висе вниз головой {3} 6 мин. и лёжа {4} 1 мин.	–7	–8	–26
Лёжа {4} 1 мин. и лёжа {4} 2 мин.	5	0	1
Лёжа {4} 2 мин. и стоя {5} 2 минуты	2	–5	10
Суммарное изменение длины за всю процедуру испытаний	14	2	2

Результаты, приведенные в таблице 9, позволяют сделать вывод, что у всех испытуемых при висе вниз головой происходит растяжение структур поясничного отдела. Суммарные изменения у испытуемых различны. Максимальное растяжение у всех

испытуемых происходит при смене положения лёжа {2} в положение в виси вниз головой {3} 3 мин. Максимальное сжатие при смене виси вниз головой {3} 6 мин. на положение лёжа {4} 1 мин. В отличие от результатов «Испытания 1» более долгое нахождение в антиортостатическом положении привело к удлинению структур поясничного отдела у всех испытуемых. Большая часть изменений происходит в 3 – 5 межпозвонковых дисках (таблица 10).

Таблица 10 – Суммарное изменение длины отдельных межпозвонковых дисков за всю процедуру испытаний, мм

Испытуемые	Номера межпозвонковых дисков поясничного отдела позвонок–диск–позвонок					Суммарное изменение длины за всю процедуру испытаний
	1	2	3	4	5	
«А»	0	0	5	4	5	14
«В»	1	1	2	–1	–1	2
«С»	–1	0	–1	–1	5	2

Построена биомеханическая компьютерная модель поясничного отдела позвоночника и рассчитано перемещение связок под действием нагрузки. Алгоритм исследований построен на основе компьютерного метода, представляющего симбиоз биомеханического компьютерного моделирования и анализа биологических структур по данным клинических исследований [9].

При построении геометрической компьютерной модели выполнено следующее: 1. Программное 3D–моделирование по срезам компьютерных томограмм (КТ) в специализированной программе MIMICS; 2. Создание маски и выделение нужных позвонков; 3. Удаление структур, не используемых для дальнейшего исследования; 4. Экспорт поверхности в формате.stl, выбор оптимальных параметров (число итераций сглаживания и максимальное количество полигонов); 5. Импорт в программу SolidWorks2018, создание твердотельной модели позвонков; 6. Создание моделей связок и межпозвонковых дисков в SolidWorks2018; 7. Сборка всех элементов, а именно: связок, межпозвонковых дисков и позвонков.

На рисунке 4 изображено окно программы MIMICS со срезами по КТ, а на рисунке 5 геометрическая модель поясничного отдела позвоночника, полученная с помощью этой программы.



Рисунок 4 – Срезы по КТ «Испытуемого А» в программе MIMICS

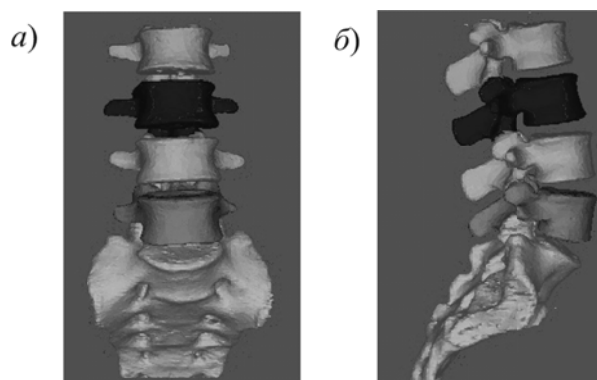


Рисунок 5 – 3D модель поясничного отдела позвоночника в MIMICS:
а – вид спереди, б – вид сбоку

Геометрические параметры связок и межпозвонковых дисков приведены в таблице 11 [9].

Таблица 11 – Геометрические параметры связок и межпозвонковых дисков

Элемент поясничного отдела позвоночника	Геометрические параметры элементов поясничного отдела позвоночника	Площадь поперечного сечения
Межпозвонковый диск	$l = 48\text{мм}, b = 33\text{мм}, h = 5\text{мм}$	$1197 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$
Желтая связка	$l = 30 \text{ мм}, b = 17\text{мм}, h = 5\text{мм}$	$207 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$
Надостистая	$l = 110\text{мм}, b = 6\text{мм}, h = 8\text{мм}$	$103 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$
Передняя продольная	$l = 107 \text{ мм}, b = 41\text{мм}, h = 3\text{мм}$	$254 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$
Задняя продольная	$l = 107\text{мм}, b = 19\text{мм}, h = 3\text{мм}$	$221 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$
Межкостистая	$l = 20\text{мм}, b = 8\text{мм}, h = 26\text{мм}$	$241 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

При построении компьютерной модели введены следующие допущения: а) материалы структур позвонков, связок и межпозвонковых дисков сплошной, однородный и изотропный; б) начальные напряжения в структурах отсутствуют; в) нагружение производится по нормали к верхним суставным поверхностям позвонка; г) введено жесткое закрепление нижней части копчика; д) предполагается идеальная упругость материала [10].

При расчете НДС в структурах шейного отдела позвоночника заданы механические свойства, представленные в таблице 12.

Свойства материала позвонков и межпозвонковых дисков вводятся в соответствии с усредненными литературными данными. Механические свойства связок вводятся согласно исследованиям, проведенным в ходе экспериментов на установке INSTRON [11].

Средние значения механических свойств позвонков, межпозвонковых дисков и связок представлены в таблице 12.

Таблица 12 – Механические свойства структур позвоночника

Элемент позвоночника	Модуль упругости (модуль Юнга), МПа	Коэффициент Пуассона
Желтая связка	3,6	0,4
Межкостистая связка	2,6	0,4
Надостистая связка	2,56	0,4
Передняя продольная связка	1,96	0,4
Задняя продольная связка	3,92	0,4
Межпозвонковый диск	57	0,4
Позвонок	350	0,4

Состояние структур поясничного отдела позвоночника рассматривается в статике. Для анализа НДС при висе вниз головой компьютерная модель поясничного отдела позвоночника закрепляется по нижней поверхности тела крестца, распределенная нагрузка приложена сверху по верхней поверхности позвонка (рисунок 6).

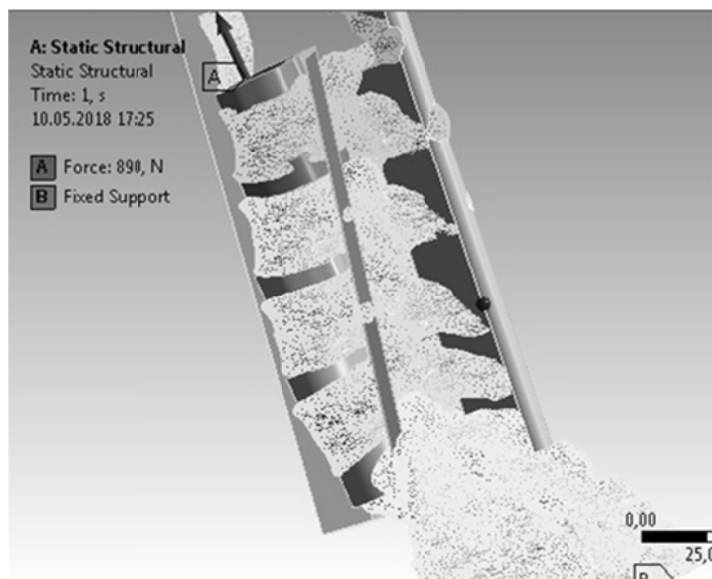


Рисунок 6 – Компьютерная модель поясничного отдела позвоночника

Проведен расчёт распределения напряжений в костной ткани позвонков в зависимости от количества конечных элементов для оценки их необходимого числа (рисунок 7).

Рисунок 7 – График распределения напряжений в костной ткани позвонков в зависимости от количества конечных элементов

При вычислениях конечно–элементная модель поясничного отдела позвоночника разбита на 620703 конечных элементов.

Сила тяжести ($F=650$ Н) приложена ко второму поясничному позвонку, крестец жестко зафиксирован. Эпюра перемещений при висе вниз головой представлена на рисунке 8.

Общее перемещение в поясничном отделе позвоночника при висе вниз головой составляет 7,0 мм.

Среднее значение перемещения поясничного отдела при висе, полученное в ходе экспериментального исследования, составляет 10 мм.

Обсуждение

Наиболее характерно для всех испытуемых снижение давления на поясничный отдел при висе вниз головой, а также то, что у всех испытуемых во время виса происходит растяжение в поясничном отделе позвоночника. После эксперимента удлинение сохраняется.

Для испытуемого «А» характерно плавное наступление растяжения, начиная с положения лежа и продолжающееся во время виса, после виса наступает компрессия. Для испытуемых «В» и «С» характерно наступление реакции компрессии до виса, то есть при переходе из положения стоя в положение лёжа, во время виса – растяжение. Также для них характерно нарастание давления в пояснице после проведения эксперимента. Неоднородность реакций структур может быть связана с уплощением либо увеличением поясничного лордоза, а также физическим состоянием испытуемых.

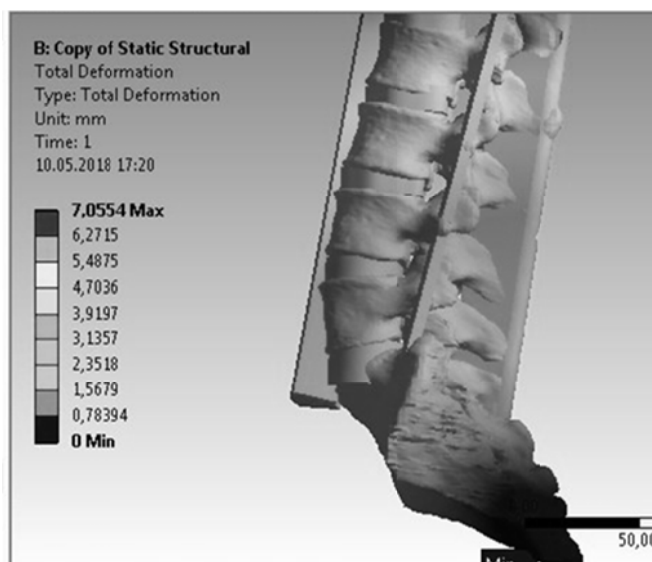


Рисунок 8 – Эпюра перемещений конечно-элементарной модели

Разнообразие реакций на антиортостатическую нагрузку во многом зависит от состояния организма испытуемого, его тренированности и физического развития. Очевидно, что наибольшее растяжение происходит при висе вниз головой, увеличиваясь медленно со временем. Среди всех испытуемых максимальное суммарное удлинение составило 15 мм. Максимальное локальное удлинение области приходящейся на межпозвоночный диск составило 7 мм. Эффект удлинения после процедуры сохраняется в разной степени.

Результаты сравнения экспериментальных и модельных биомеханических исследований:

- при положении лежа структуры поясничного отдела позвоночника испытывают минимальное напряжение, происходит декомпрессия;
- при висе вниз головой напряжение в структурах поясничного отдела меньше, чем в вертикальном положении. Вариация растяжения поясничного отдела составляет от 3 мм до 23 мм, среднее значение 10 мм, по результатам теоретических исследований 7 мм;
- после виса эффект удлинения сохраняется в разной степени. В течение двух минут от 2 мм до 14 мм, дальнейшие исследования не проводились. На первой минуте реакция различна от компрессии на 3 мм до растяжения равного 8 мм;
- сложность полученных реакций обусловлена разнообразием физической подготовки испытуемых.

Заключение.

Разработанная методика оценки воздействия антиортостатической нагрузки на поясничный отдел позвоночника позволила экспериментально выявить происходящие в нём изменения и продемонстрировать их соответствие результатам биомеханического компьютерного моделирования.

В результате исследований показано, что у испытуемых при антиортостатической нагрузке происходит растяжение в поясничном отделе позвоночника на разных стадиях эксперимента. Тот факт, что у одних испытуемых максимальное растяжение позвоночника происходит на этапе действия нагрузки, у других в горизонтальном положении говорит о

том, что в дальнейших исследованиях стоит особое внимание обратить на рост, вес, возраст, физическое состояние и степень напряжения мышц спины испытуемых.

Разработанные параметрические модели позволяют исследовать влияние механических свойств и геометрических параметров структур поясничного отдела позвоночника на его напряженно – деформированное состояние при антиортостатической нагрузке.

Разработанные методика и параметрические модели станут основой для создания «Информационной системы определения нагрузок при реабилитации и лечения болей в спине».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Михаэлис А.В. Медико–социальные аспекты реабилитации больных с заболеваниями опорно–двигательного аппарата на курорте Пятигорск: дисс. канд. мед. наук / ГМА им. Н.Н.Бурденко, Воронеж, 2015.
2. Мирютова Н.Ф. Эффективность применения нелинейных тракций позвоночника в комплексе с механическим массажем у больных с деформирующими дорсопатиями. Дальневосточный медицинский журнал. Выпуск № 4, 2012, С. 41 – 44.
3. Толкачев П.И., Суворов Н.Б., Сергеев Т.В., Толкачев Н.П. Сочетанные постуральные и мануальные воздействия в курортной и восстановительной медицине // Вопросы курортологии, физиотерапии и лечебной физической культуры. – 2016. – Т. 93, № 2–2. – С. 162.
4. Стариков С.М. Современные подходы к вытяжению позвоночника. М.: 2010. 72 с.
5. Кривохижина О.В., Сергеев Т.В., Толкачев П.И., Киселев Н.Н. Моделирование костно–связочного аппарата при пассивно–динамической ориентации организма человека. В сборнике: Научная сессия ГУАП Сборник докладов: В 3 частях. Под общей редакцией Ю. А. Антохиной. Санкт–Петербург, 2015. С. 96–101
6. Толкачев П.И., Пантелеев А.В., Подвизников М.Л. Механургический стол для массажа и мануальной терапии // Патент РФ №2391084. – 2010.
7. Н.Ю. Дударева, С.А. Загайко. Самоучитель SolidWorks 2006. – СПб.: БХВ–Петербург, 2006. – 336с.
8. Mimics 12. Пакет обработки изображений. Базовый обучающий курс
9. Бегун П.И. Биомеханическое моделирование объектов протезирования: Учебное пособие. – СПб.: Политехника, 2011. – 464 с.291.
10. А.С.Лысенкова. Биомеханический анализ состояния структур поясничного отдела позвоночника // Всероссийская конференция по математике и механике. – 2015.– С.41–45
11. Бегун П.И., Годонюк Д.С., Лебедева Е.А., Лысенкова А.С., Иванов Д.С. Экспериментальное исследование механических свойств связок позвоночника. Труды кафедры биомеханики университета им. П.Ф. Лесгафта, вып.8, 2014. — С. 10 – 17

Тихоненкова Оксана Владимировна
ФГАОУВО ГУАП, Санкт–Петербург
Кандидат технических наук, доцент
кафедры «Медицинской
радиоэлектроники»
190000, Санкт–Петербург, ул.
Большая Морская, д. 67,
Тел. +79643609743
e–mail: krivohizhinaov@gmail.com

Бегун Петр Иосифович
ФГАОУ ВО СПбГЭТУ «ЛЭТИ»
им. В.И. Ульянова (Ленина),
Санкт–Петербург
доктор технических наук,
профессор кафедры «Прикладной
механики и инженерной графики»
197376, Санкт–Петербург, ул.
Профессора Попова, д. 5,
Телефон: +79052125537
e–mail: petrbugun1114@mail.ru

Сергеев Тимофей Владимирович
ФГБНУ «Институт
экспериментальной медицины»,
Санкт–Петербург
научный сотрудник отдела
экологической физиологии
197376, Санкт–Петербург, ул.
Академика Павлова, д. 12.
Телефон: +7 (905) 227–26–20.
E–mail: stim9@yandex.ru

Зеленова Дарья Владимировна
ФГАОУ ВО СПбГЭТУ «ЛЭТИ» им.
В.И. Ульянова (Ленина), Санкт–
Петербург
Магистрант кафедры
«Биотехнические системы»
197376, Санкт–Петербург, ул.
Профессора Попова, д. 5,
Тел: +79675332246
e–mail: mazaihinadarya@gmail.com

Толкачёв Пётр Иванович
ООО «АРС – Автоматизирован-
ные Реабилитационные Системы»,
Санкт–Петербург.
заведующий лабораторией
механургии
198188, Санкт–Петербург, ул.
Маршала Говорова, д.10,
офис 141.
Телефон: +7 (911) 927–76–00.
e–mail: mehanurg@mail.ru

BIOMECHANICAL STUDIES OF THE LUMBAR SPINE HUMAN WITH AN ANTIORTHOSTATIC LOAD

Abstract. *The article is devoted to experimental and theoretical studies of the stress-strain state of the structures of the lumbar spine in different positions of the human body, including anti-orthostatic (anti – orthostatic position–head below the horizon) load.*

Keywords: *biomechanics, spine, modeling, postural loads.*

BIBLIOGRAPHY

1. Mihaelis A.V. Medical and social aspects of rehabilitation of patients with diseases of the musculoskeletal system in the resort of Pyatigorsk: dissertation candidate of medical Sciences / GMA N.N. Burdenko, Voronezh, 2015.
2. Miryutova N.F. The effectiveness of non-linear spinal traction in combination with mechanical massage in patients with deforming dorsopathies. //Far Eastern medical journal. 2012 – № 4. P. 41 – 44.
3. Tolkachyov P.I., Suvorov N.B., Sergeev T.V., Tolkachyov N.P. Combined postural and manual effects in resort and rehabilitation medicine // Questions of balneology, physiotherapy and physical therapy. – 2016. – T. 93, № 2–2. – P. 162.
4. Starikov S.M. Modern approaches to spinal traction. M.: 2010. 72 p.
5. Krivohizhuna O.V., Sergeev T.V., Tolkachyov P.I., Kiselyov N.N. Modeling of bone–ligamentous apparatus in passive–dynamic orientation of the human body.// Scientific session of SUAI Collection of reports: 3 parts. Saint–Petersburg, 2015. P. 96–101
6. Tolkachyov P.I., Panteleev A.V., Podvyaznikov M.L/. Mechanogenesis table for massage and manual therapy // Patent RF №2391084. – 2010.
7. Dudareva N.U., Zagayko S.A.. Self-instruction SolidWorks 2006. – SPb.: BXV– Petersburg, 2006. – 336p.
8. Mimics 12. The image processing package. The basic training course
9. Begun P.I. Biomechanical simulation of prosthetics objects: Textbook. – SPb.: Politechnika, 2011. – 464 p.
10. Lisenkova A.S. Biomechanical analysis of lumbar spine structures // All–Russian conference on mathematics and mechanics. – 2015– P.41–45.
11. Begun P.I., Godonyuk D.S., Lebedeva E.A., Lisenkova A.S., Ivanov D.S.Experimental study of mechanical properties of spinal ligaments.// Proceedings of the Department of biomechanics of the University P.F.Lesgafta. 2014. — №8 – p. 10 – 17

Tikhonenkova Oksana Vladimirovna
FGAOU VO SUAI, Saint–Petersburg
Candidate of technical Sciences,
associate Professor Department of «
Medical electronics »
190000 Saint–Petersburg, Bolyshaya
Morskaya Str, apt 67,
Tel. +79643609743
e-mail: krivohizhinaov@gmail.com

Begun Petr Iosifovich
FGAOU VO SPbETU «LETI»,
Saint–Petersburg
Doctor of technical Sciences,
Professor, Department of «
Applied mechanics and
engineering graphics »
197376, Saint–Petersburg,
Professora Popova Str, apt 5
Tel: +79052125537
e-mail: petrbegin1114@mail.ru

Sergeev Timovey Vladimirovich
FGBNU «Institute of experimental
medicine», Saint–Petersburg
research fellow Department of
environmental physiology
197376, Saint–Petersburg,
Akademika Pavlova Str, apt. 12.
Tel: +7 (905) 227–26–20.
E-mail: stim9@yandex.ru

Zelenova Darya Vladimirovna
FGAOU VO SPbETU «LETI», Saint–
Petersburg
Master of the Department « Biotechnical
system»
197376, Saint–Petersburg, Professora
Popova Str, apt 5
Tel: +79675332246
e-mail: mazaihinadarya@gmail.com

Tolkachyov Petr Ivanovich
OOO «ARS – Automated
Rehabilitation Systems», Saint–
Petersburg
head of laboratory meanwhlie
198188, Saint–Petersburg,
Marshala Govorova Str, apt 10,
office 141.
Tel: +7 (911) 927–76–00.
e-mail: mehanurg@mail.ru

ВЛИЯНИЕ НАГРЕВА ПРИ РЕМОНТЕ КУЗОВА НА ПАССИВНУЮ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Аннотация. В статье рассмотрена конечно-элементная модель поведения кузова автомобиля в условиях деформаций, полученных при ДТП, последующих ремонтных деформаций с учетом ремонтных нагревов, а также последующих деформаций отремонтированного кузова, полученных в ДТП. Модель включает учет анизотропного деформационного упрочнения, изотропного упрочнения, нелинейного поведения в зоне упругости, эволюцию механических свойств под действием нагревов и после остывания. Модель реализована на базе программного пакета ABAQUS.

На примере левого лонжерона исследовано влияние геометрических погрешностей и ослаблений материала одной детали на поведение всей конструкции кузова при повторном лобовом столкновении. Был произведен анализ распределения энергии, поглощенной кузовом, между отдельными деталями, а также выполнена оценка пассивной безопасности отремонтированного кузова путем сравнения ускорений, возникающих при повторном ударе с ускорениями, возникающими при ударе неповрежденного кузова.

Ключевые слова: теория пластичности, восстанавливаемость деталей, пассивная безопасность, технология ремонта кузова

Введение

Кузов автомобиля представляет сложную пространственную конструкцию, в которой при столкновении участвует большое количество деталей. За счет применения различных усилителей конструкторы добиваются того, что при ударе в процесс поглощения энергии вовлекаются детали, которые не находятся в прямом контакте с барьером. Каждая из деталей находится в механической связи с другими деталями, поэтому часть из них деформируются меньше, передавая энергию на другие, более деформируемые детали.

Одними из основных деталей структуры кузова, которые отвечают за поглощение энергии столкновения при лобовом столкновении являются лонжероны. Основные методы восстановления лонжерона – холодная вытяжка, вытяжка на горячую, отрезание поврежденной части лонжерона и последующее приваривание новой или восстановленной части. В настоящее время при изготовлении несущих деталей, таких как лонжерон, используют высокопрочные двухфазные стали, что создает ряд проблем, связанных с восстановлением этих деталей:

- деформационное упрочнение. Деформированные участки имеют более высокий предел пластичности, поэтому при холодной вытяжке начинают деформироваться смежные участки, что приводит к еще большему нарушению геометрии кузова [1];

- нагрев лонжеронов в местах наибольших деформаций делает возможным восстановление геометрии, но остаются неопределенными свойства сталей, в связи с термическим воздействием [2–4]. Исследования, проведенные в работе [5], подтверждают деградацию свойств конструкционных материалов кузова под воздействием температуры.

При последующих столкновениях это может вызывать характер деформаций отличный от заложенного производителем, а следственно ухудшать пассивную безопасность [6, 7].

Исследованию вопросов деградации свойств двухфазных сталей при термических воздействиях посвящены работы [8, 9]. В работе [10] было исследовано изменение твердости двухфазных сталей при сварке в зоне термического воздействия и получено эволюционное уравнение пластичности с учетом изотропного упрочнения и нагрева для двухфазных сталей

$$R(\varepsilon, T_H) = [\beta_1 - \beta_2(T_H - T_0)K \cdot (\varepsilon)^n + (1 - \beta_1 - \beta_2(T_H - T_0))\sigma_0(1 - A \cdot e^{-B \cdot \varepsilon})][1 - \beta_3(T_H - T_0)] \quad (1)$$

где T_H – температура нагрева стали;

T_0 – температура окружающей среды;

ε – накопленная пластическая деформация металла;

$K, n, \beta_1, \beta_2, \beta_3, A, B$ – постоянные, определяемые из экспериментальных данных;

$R(\varepsilon, T, t)$ – функция эволюции предела пластичности нагретого металла после остывания.

Основная часть

При принятии решения о ремонте детали кузова или замене крайне важным является понимание того, как влияет ослабление одной детали в результате ремонта на перераспределение нагрузок на остальные детали.

Для оценки ремонта отдельных деталей на поведение кузова в целом был проведен теоретический эксперимент методом конечно–элементного анализа, было исследовано поведение кузова автомобиля в условиях лобового удара.

В процессе исследования материал левого лонжерона ослаблялся для имитации ремонта на 30% и 50%. Для этого изменялись его механические свойства. Кузов ударялся на скорости 16 м/с в недеформируемый барьер с 40% перекрытием в область левого лонжерона (рисунок 1).

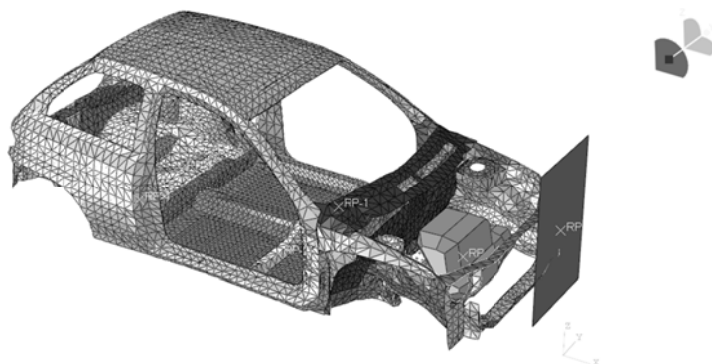


Рисунок 1 – Конечно–элементная модель столкновения кузова

Модель представляет собой силовой каркас кузова автомобиля Chevrolet Metro хэтчбек без навесных кузовных деталей (двери, крылья, капот, бампер), деталей подвески, радиатора и еще ряда деталей, не столь значительно влияющих на гашение кинетической энергии автомобиля при лобовом ударе. Двигатель представляет собой недеформируемый объект заданной массы, закрепленный с помощью упругих связей, имитирующих подушки двигателя, предназначенный для передачи деформаций на стенку моторного отсека и прочих прилегающих деталей. Количество кузовных деталей в модели 113. Детали соединены между собой при помощи точечной сварки, при этом разрыв точки сварки не предусмотрен. Толщина стального листа кузовных деталей варьируется от 0,78 до 1,95 мм. Для различных деталей использовались разные марки стали с пределом текучести 220, 300 и 400 МПа. Для наиболее ответственных несущих деталей использовалась двухфазная сталь 780DP с пределом текучести 500 МПа и пределом прочности 850 МПа (на рисунке 2 панели выделены темным цветом).

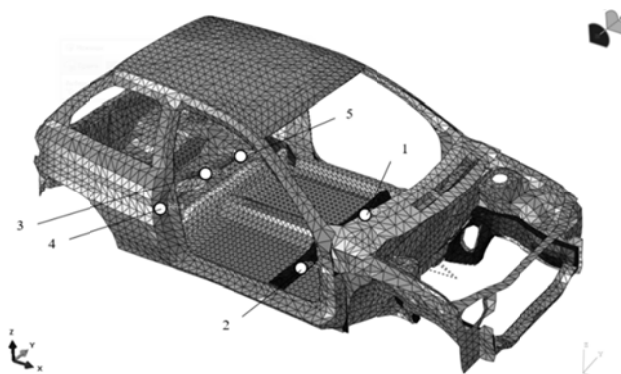


Рисунок 2 – Расположение кузовных панелей, изготовленных из двухфазной стали и точки размещения масс пассажиров

В точках 1–5 (рисунок 2) закреплены точечные массы по 75 кг имитирующие водителя и пассажиров. Измерение ускорений по оси x производилось в точке 1, т.е. было сделано допущение что это будут ускорения, действующие на водителя.

Результаты конечно–элементного анализа столкновения при ослабленном материале лонжерона (рисунок 3) сравнивались с результатами моделирования столкновения неповрежденного кузова.

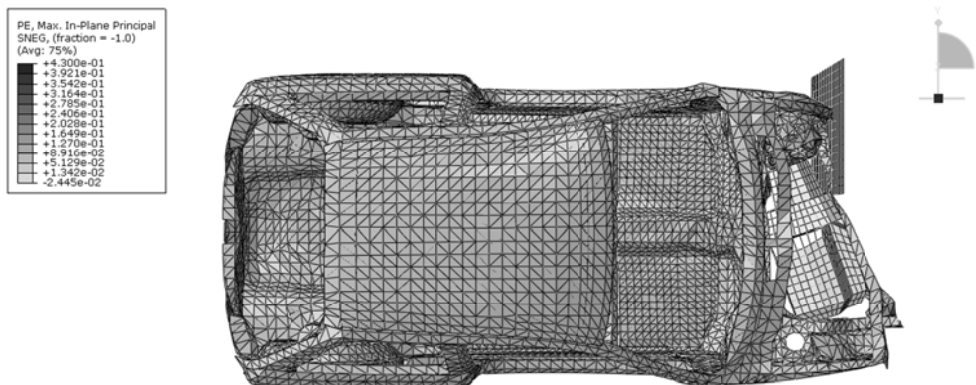


Рисунок 3 – Деформация кузова при лобовом столкновении

Для исследования были выбраны 10 наиболее нагруженных деталей (рисунок 4).

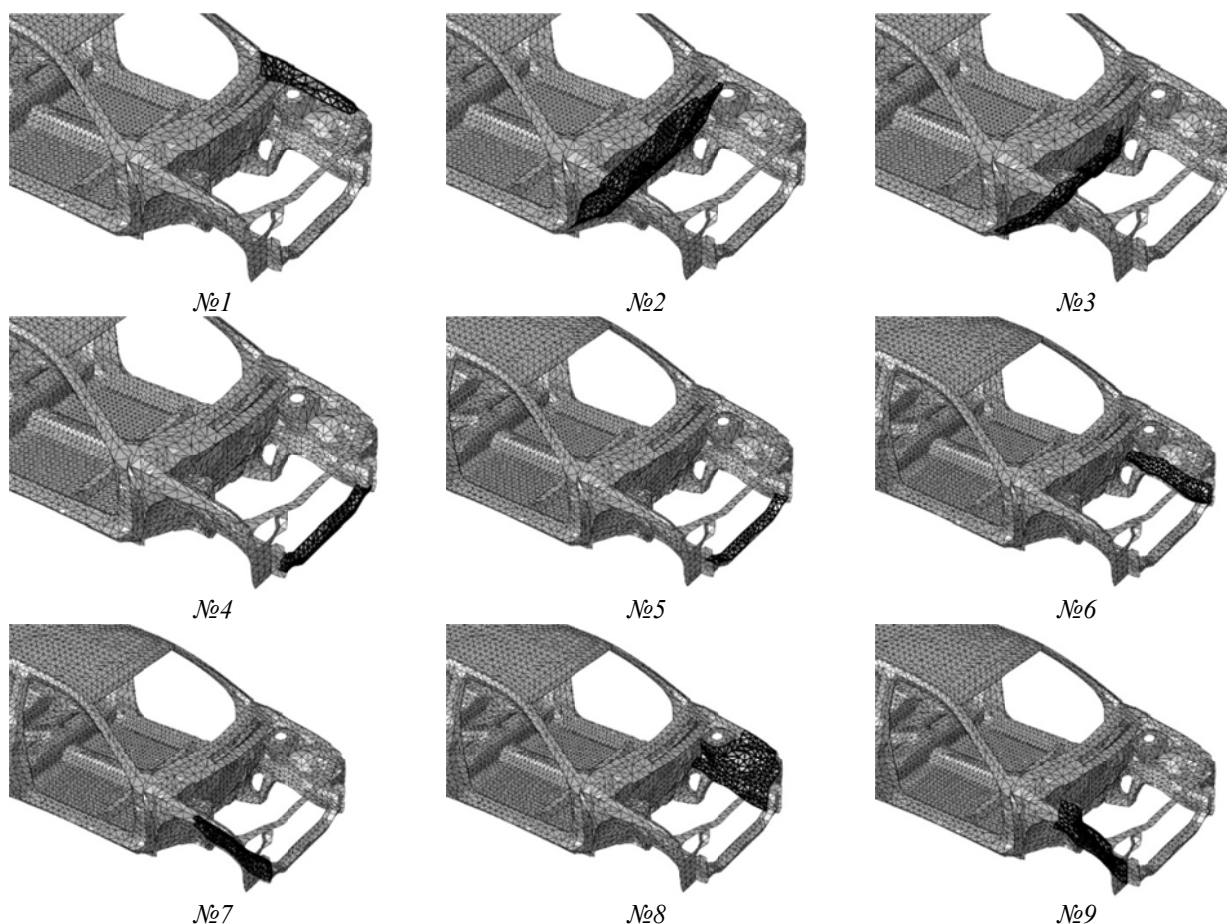


Рисунок 4 – Основные детали, поглощающие энергию столкновения при фронтальном ударе с 40–процентным перекрытием:

№1 – крыло, №2 – стенка моторного отсека, №3 – усилитель стенки моторного отсека,
 №4 – нижний усилитель бампера, №5 – верхний усилитель бампера, №6 – левый лонжерон,
 №7 – правый лонжерон, №8 – левая колесная арка, №9 – правая колесная арка

Значения энергии, поглощенной каждой из деталей в трех экспериментах с разным ослаблением правого лонжерона (деталь №6, рисунок 4) представлены в таблице 1, распределение доли поглощенной энергии между деталями кузова приведено в таблице 2.

Таблица 1 –Количество энергии, поглощенное деталями кузова, Дж, при ослаблении материала лонжерона

Ослабление	№ детали								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0%	737.3	408.5	370.1	579.7	618.0	2921.0	282.6	1864.8	280.0
30%	744.1	489.2	450.4	598.0	582.0	2774.9	279.4	1819.0	286.3
50%	737.1	447.5	495.9	602.1	520.8	2657.0	219.0	1917.3	244.3

Таблица 2 – Распределение доли поглощенной энергии между деталями кузова (%)

Ослабление	№ детали								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0%	7.70	4.27	3.87	6.05	6.45	30.51	2.95	19.48	2.92
30%	7.82	5.14	4.73	6.29	6.12	29.17	2.94	19.12	3.01
50%	7.90	4.79	5.31	6.45	5.58	28.47	2.35	20.55	2.62

Диаграмма распределения доли поглощения энергии между деталями кузова при лобовом столкновении показана на рисунке 5. Из диаграммы видно, что при ударе с разной степенью ослабления материала лонжерона распределение меняется неоднозначно, и количество поглощенной энергии может как увеличиваться, так и уменьшаться по мере дальнейшего ослабления основных несущих деталей.

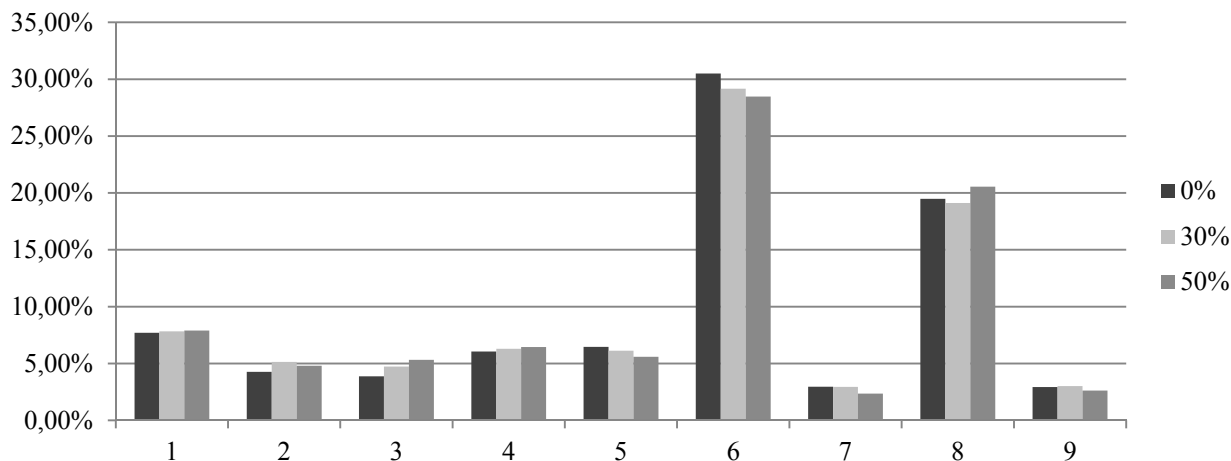


Рисунок 5 – Распределение доли поглощения энергии между деталями кузова при лобовом столкновении

График поглощения энергии от времени для различных значений ослабления лонжерона (рисунок 6) показывает, что ослабление сказывается с самого начала столкновения, и с некоторыми колебаниями, особенно при 50% ослаблении, достигает своего пикового значения.

Характер кривых объясняется тем, что по мере дальнейшей деформации ослабленного лонжерона начинают увеличиваться деформации сопряженных деталей.

При ослаблении лонжерона колесная арка взяла на себя большее количество энергии, в то время как левый лонжерон не взял на себя дополнительную нагрузку, а наоборот уменьшил. Фактически, несмотря на усилители, которые призваны передавать энергию на другие детали, при ослаблении лонжерона, дополнительную нагрузку на себя взяли детали, расположенные на той же стороне. При выполнении ремонта, скорее всего, все детали одной

стороны будут подвергаться ремонтным операциям, поэтому крайне важно сохранить их прочность, даже если детали другой стороны остались неповрежденными. В процессе возникновения нового столкновения они не смогут в должной мере перераспределить на себя энергию удара.

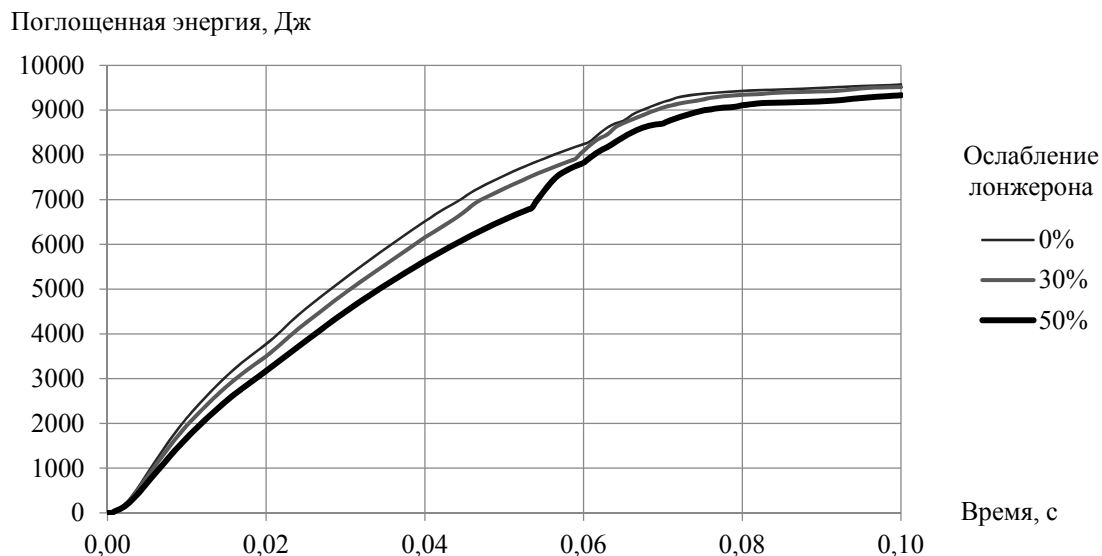


Рисунок 6 – График поглощения энергии кузовом с ослабленным лонжероном

Анализ перераспределения доли поглощения энергии при ослаблении левого лонжерона показывает, что при выполнении сварного соединения в балке лонжерона или при осуществлении вытяжки с нагревом, даже со значительным ухудшением свойств металла, происходит перераспределение энергии между другими элементами кузова. Ослабление металла в зоне сварного шва или в месте технологического нагрева не привело к потере структурной целостности кузова, а уменьшило долю поглощенной энергии кузова на 2,5% за аналогичный период времени.

Анализ ускорений (рисунок 7) показал, что при ослаблении лонжерона уменьшаются как пиковые, так и средние значения ускорений, хотя при ослаблении на 30% наблюдаются отдельные пики больших ускорений, вызванных перераспределением нагрузок на детали кузова.

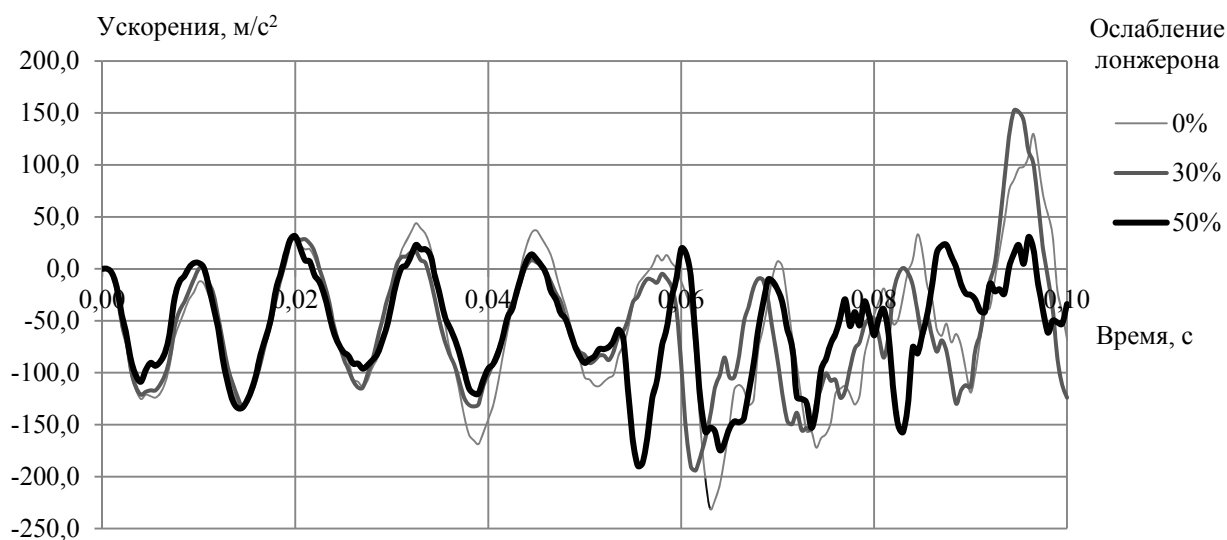


Рисунок 7 – Ускорения кузова при разной степени ослабления правого лонжерона

В свою очередь, при этом возникают большие деформации, что негативно сказывается на пассивной безопасности с точки зрения сохранения жизненного пространства кузова автомобиля.

Заключение

Проведенное исследование показало влияние ослабления одной детали вследствие технологического нагрева на примере лонжерона на поведение всей конструкции кузова при повторном лобовом столкновении после проведения ремонтно-восстановительных работ. При лобовом столкновении с перекрытием в правую сторону кузова наиболее нагруженными являются детали правой половины и при ослаблении одной, остальные детали этой стороны берут на себя дополнительную нагрузку – происходит перераспределение долей поглощаемой энергии. Левая сторона при этом перераспределяет на себя нагрузку незначительно. Это подтверждает необходимость качественного проведения ремонта каждой из деталей. При этом наблюдается ухудшение показателей пассивной безопасности.

В дальнейшем необходимо провести исследования поведения отремонтированного кузова при ударах, не совпадающих по направлению с предыдущим, подобное исследование позволит составить полную картину влияния геометрических погрешностей и ослаблений материала одной детали на поведение всей конструкции кузова при повторном столкновении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фалалеев, А.П. Моделирование поведения двухфазных сталей на операциях холодной ремонтной вытяжки кузовов автомобилей / А.П.Фалалеев // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2012. – Вип. № 37. – С.54–63.
2. Abbasi M. The effect of strain rate and deformation temperature on the characteristics of isothermally hot compressed boron–alloyed steel / M.Abbasi, A.Saeed–Akbari, M.Naderi // Materials Science and Engineering A, 2012. – No. 538. – P.356 – 363.
3. Eriksson, M. Testing and evaluation of material data for analysis of forming and hardening of boron steel components / M.Eriksson, M.Oldenburger, M.C.Somani, L.P.Karialainen // Modelling Simul MaterSci Eng, 2002. – No. 10. – P.277 – 294.
4. Hyunwoo, S. An investigation of the blanking process of the quenchable boron alloyed steel 22MnB5 before and after hot stamping process / S.Hyunwoo [and others] // Journal of Materials Processing Technology, 2012. – No. 212. – P.437 – 449.
5. Falaleev, A.P. Lifelong modelling of properties for materials with technological memory / AP Falaleev, VV Meshkov[and others] // AV IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – No. 153 (2016) 012011
6. Фалалеев, А.П. Влияние ремонтных нагревов на свойства автомобильной двухфазной стали / А.П.Фалалеев // Вісник СевНТУ: зб.наук.пр. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2012. – Вип.133/2012. – С.174–178.
7. Торлин, В.Н. Влияние погрешности формы средних стоек кузова автомобиля на их устойчивость после ремонта / В.Н.Торлин, А.П.Фалалеев [и др.] // Вісник СевНТУ. Машиноприладобудування та транспорт: Сб. научн. тр. – Севастополь, 2011. – Вип.121.–С.84–86.
8. Торлин, В.Н. Влияние деформационной анизотропии кузовных балок на их несущую способность после ремонта/ В.Н.Торлин, А.П.Фалалеев [и др.] // Вісник СевНТУ. Машиноприладобудування та транспорт: Сб. научн. тр. – Севастополь, 2012. – Вип.134. – С.40–44.
9. Фалалеев, А.П. Влияние температурных режимов кузовного ремонта на эволюцию механических свойств двухфазных автомобильных сталей / А.П.Фалалеев // Вісті Автомобільно–дорожнього інституту ДонНТУ: Науково–виробн. сб. – Донецьк, 2012. – Вип. 12. – С.64–67.
10. Фалалеев, А.П. Влияние температуры и пластической деформации на эволюцию механических свойств двухфазных автомобильных сталей / А.П. Фалалеев // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія «технічні науки»: Сб. наук.пр.– Чернігів, 2012.– №4(51). – С.104–107.

Ветрогон Александр Анатольевич

ФГАОУ «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь

Кандидат технических наук, доцент, заведующий

кафедрой «Автомобильный транспорт»

299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33

Тел. 54–35–70

E-mail: vetrogon@sevsu.ru

INFLUENCE OF REPAIR HEATERS AT THE REPAIR OF THE BODY ON THE PASSIVE SAFETY OF THE VEHICLE

Abstract. *The article considers the finite–element model of the cars body behavior under conditions of deformations during road accidents, repair deformations and deformations of the repaired body, obtained in a repeated accident. The model includes anisotropic deformation hardening, isotropic hardening, nonlinear behavior in the elastic zone, the evolution of mechanical properties under the influence of heating and after cooling. The model is implemented on the basis of the ABAQUS system.*

The influence of geometric errors and weakening of the material of one part on the behavior of the entire body structure in a repeated frontal collision was investigated using the example of a left spar. An analysis of the energy distribution between the individual parts was carried out. Passive safety of the repaired body is estimated. For this purpose, the accelerations that occur upon repeated impact with accelerations appearing during deformation of an undamaged body were compared.

Keywords: *theory of plasticity, restorability of parts, passive safety, body repair technology.*

BIBLIOGRAPHY

1. Falaleev, A.P. Modelirovanie povedeniya dvuhfaznyh stalej na operaciyah holodnoj remontnoj vytyazhki kuzovov avtomobilej / A.P.Falaleev // Mizhvuzivskij zbirnik «Naukovi notatki». – Luck, 2012. – No. № 37. — P.54–63.
2. Abbasi M. The effect of strain rate and deformation temperature on the characteristics of isothermally hot compressed boron–alloyed steel / M.Abbasi, A.Saeed–Akbari, M.Naderi // Materials Science and Engineering A, 2012. – No. 538. – P.356 – 363.
3. Eriksson, M. Testing and evaluation of material data for analysis of forming and hardening of boron steel components / M.Eriksson, M.Oldenburger, M.C.Somani, L.P.Karialainen // Modelling Simul MaterSci Eng, 2002. – No. 10. – P.277 – 294.
4. Hyunwoo, S. An investigation of the blanking process of the quenchable boron alloyed steel 22MnB5 before and after hot stamping process / S.Hyunwoo [and others] // Journal of Materials Processing Technology, 2012. – No. 212. – P.437 – 449.
5. Falaleev, A.P. Lifelong modelling of properties for materials with technological memory / AP Falaleev, VV Meshkov[and others] // AV IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – No. 153 (2016) 012011
6. Falaleev, A.P. Vliyanie remontnih nagrevov na svoystva avtomobilnoj dvuhfaznoj stali / A.P.Falaleev // Visnik SevNTU: zb.nauk.pr. Seriya: Mekhanika, energetika, ekologiya. – Sevastopol, 2012. – No.133/2012. – P.174–178.
7. Torlin, V.N. Vliyanie pogreshnosti formy srednih stoev kuzova avtomobilya na ih ustojchivost posle remonta / V.N.Torlin, A.P.Falaleev [i dr.] // Vistnik SevNTU. Mashinopriladobuduvannya ta transport: Sb. nauchn. tr. – Sevastopol, 2011. – No.121.–S.84–86.
8. Torlin, V.N. Vliyanie deformacionnoj anizotropii kuzovnyh balok na ih nesushchuyu sposobnost posle remonta/ V.N.Torlin, A.P.Falaleev [i dr.] // Vistnik SevNTU. Mashinopriladobuduvannya ta transport: Sb. nauchn. tr. – Sevastopol, 2012. – No.134. – P.40–44.
9. Falaleev, A.P. Vliyanie temperaturnykh rezhimov kuzovnogo remonta na ehvolyuciyu mekhanicheskikh svoystv dvuhfaznykh avtomobilnykh stalej / A.P.Falaleev // Visti Avtomobilno–dorozhnogo institutu DonNTU: Naukovo–virobn. sb. – Doneck, 2012. – No.12. – P.64–67.
10. Falaleev, A.P. Vliyanie temperatury i plasticheskoy deformacii na ehvolyuciyu mekhanicheskikh svoystv dvuhfaznykh avtomobilnykh stalej / A.P. Falaleev // Visnik CHernigivskogo derzhavnogo tekhnologichnogo universitetu. Seriya «tekhnichni nauki»: Sb. nauk.pr.– CHernigiv, 2012.– №4(51). – P.104–107.

Vetrogon Alexander Anatolyevich

«Sevastopol state university», Sevastopol

Ph.D., Associate Professor, head of the department of automobile transport

299053, Sevastopol, Universitetskaya Str., 33

Ph. (8692) 54–35–70

E–mail: vetrogon@sevsu.ru

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ **И ОБОРУДОВАНИЕ**

УДК 621.7

В.Б. САМОЙЛОВ, А.Р. СМЕРНОВ

ОЦЕНКА ФОРМЫ ИЗНАШИВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛИ МЕТОДАМИ 3D СКАНИРОВАНИЯ ПРИ ЕЕ РЕНОВАЦИИ

Аннотация. В работе проведен анализ существующих методов и средств измерения формы поверхностей деталей, подвергающихся износу. Показано, что наиболее эффективно это можно сделать при помощи 3D сканирования, используя методы лазерной триангуляции и фотограмметрии. Подробно представлен технологический процесс реновации изношенной поверхности детали, включающий точное количественное описание формы исходной поверхности, поверхности после износа, подготовленной поверхности для восстановления утраченного объема и поверхности после окончательной механической обработки. Проведены эксперименты с целью отработки последовательности технологических операций, направленных на оптимизацию процесса диагностики состояния формы изношенных поверхностей с последующей математической обработкой результатов измерений.

Ключевые слова: 3D сканирование, реновация, форма поверхности, износ поверхности.

Введение

В технологических процессах реновации утраченного объема детали одной из основных является задача определение геометрических характеристик поверхности, подвергнутой износу. Традиционно это решается ручными средствами измерений, например, штангенциркулем или микрометром. Очевидно, что при этом требуется определенная квалификация персонала и большие затраты времени. Не исключены ошибки, связанные с необходимостью регистрации результатов измерений в специально разработанной форме технической документации. При таком ручном вводе данных необходимо «привязывать» показания с измерительных приборов к форме изношенной поверхности. И поскольку в процессе эксплуатации реновируемые поверхности детали имеют отличия в нагрузках, качестве исходного изготовления и сборки, то от детали к детали меняется не только форма изношенной поверхности, но и ее пространственное положение к выбранным координатным системам детали. Это существенно затрудняет ручные операции по решению поставленной задачи.

Если экономически целесообразно, то для повышения производительности контрольно–измерительных операций изготавливают специальные приспособления для базирования детали, а изношенную поверхность ощупывают измерительным наконечником индикаторов, установленные на стойки или штативы. Даже при использовании цифровых индикаторов с возможностью ввода данных с них в электронные таблицы, трудоемкость остается достаточно высокой и присутствует необходимость визуального представления результатов в виде объемной картинке непосредственно в процессе измерений.

В настоящее время стали активно применяться координатно–измерительные машины для решения задач обратного инжиниринга, однако при этом необходимы большие первоначальные затраты как для приобретения этих измерительных систем, так и соответствующего программного обеспечения. Требования к квалификации персонала при этом максимально высоки [1,2].

Появление бесконтактных методов и способов измерений геометрических величин открыло новые возможности, а интенсивное развитие программно–аппаратных средств 3D сканирования за последние несколько лет позволило применить эти решения для реализации поставленной задачи с учетом низкого бюджета и соответствующей подготовки операторов [3].

Основная часть

В качестве объекта исследования выбрана деталь – вал сошки рулевого управления, широко применяемая в автомобилестроении, имеющая сравнительно небольшие габариты и ярко выраженный износ поверхностей трения. Была поставлена задача методами лазерной триангуляции и фотограмметрии оценить макрогеометрию и структуру поверхностного слоя исследуемой детали в местах интенсивного износа.

Известны применения 3D сканирования для решения задач контроля качества изготовления деталей при механической обработке и последующей сборке [4], однако в реновационном технологическом процессе необходим контроль трибологических поверхностей на всех его этапах: количественное описание изношенной поверхности, формы подготовленной поверхности для восстановления утраченного объема, формы поверхности после восстановления утраченного объема и формы поверхности после окончательной механической обработки. Применяемые измерительные и программные средства должны обеспечить эффективное сопровождение этого технологического процесса с минимальными затратами. На рисунке 1 показан внешний вид объекта исследования – вал сошки, изготовленный из стали 40Х и имеющий износ трибоповерхности, диагностируемый визуально.



Рисунок 1 – Вал сошки рулевого управления

Изношенная поверхность имеет сложную форму, объем утраченного материала неравномерен по продольному и поперечному сечению, привязка его к координатной системе традиционными средствами затруднительна. Необходимо иметь данные по геометрии изношенной детали для определения режимов механической обработки и для определения количества материала для восстановления макрогеометрии. Попутно должна быть решена задача обратного инжиниринга по восстановлению конструкторской документации для данной детали при ее отсутствии.

Выбор средств измерений проводился исходя из габаритов детали и необходимой точности измерений. При этом использовалось программное и аппаратное обеспечение с минимальной стоимостью или свободно распространяемое. Первоначально был применен 3D сканер BQ Ciclor [5], работающий по принципу лазерной триангуляции с использованием двух лазеров, попеременно засвечивающих вертикальной линией исследуемую деталь, располагаемую на поворотном столике. Заявленные характеристики сканера позволяют исследовать объем диаметром 195 мм и высотой 210 мм с точностью до 0,2 мм. Формат

вывода данных PLY, интерфейс подключения USB 2.0, возможность сканирования в цвете и автокалибровка. Программное обеспечение HORUS 0.1.2.4, камера Logitech C270, модуль лазерного диода 5 мВт, 650 нм. На рисунке 2 показан общий вид системы измерений на основе 3D сканера BQ Ciclop с установленным объектом исследования.

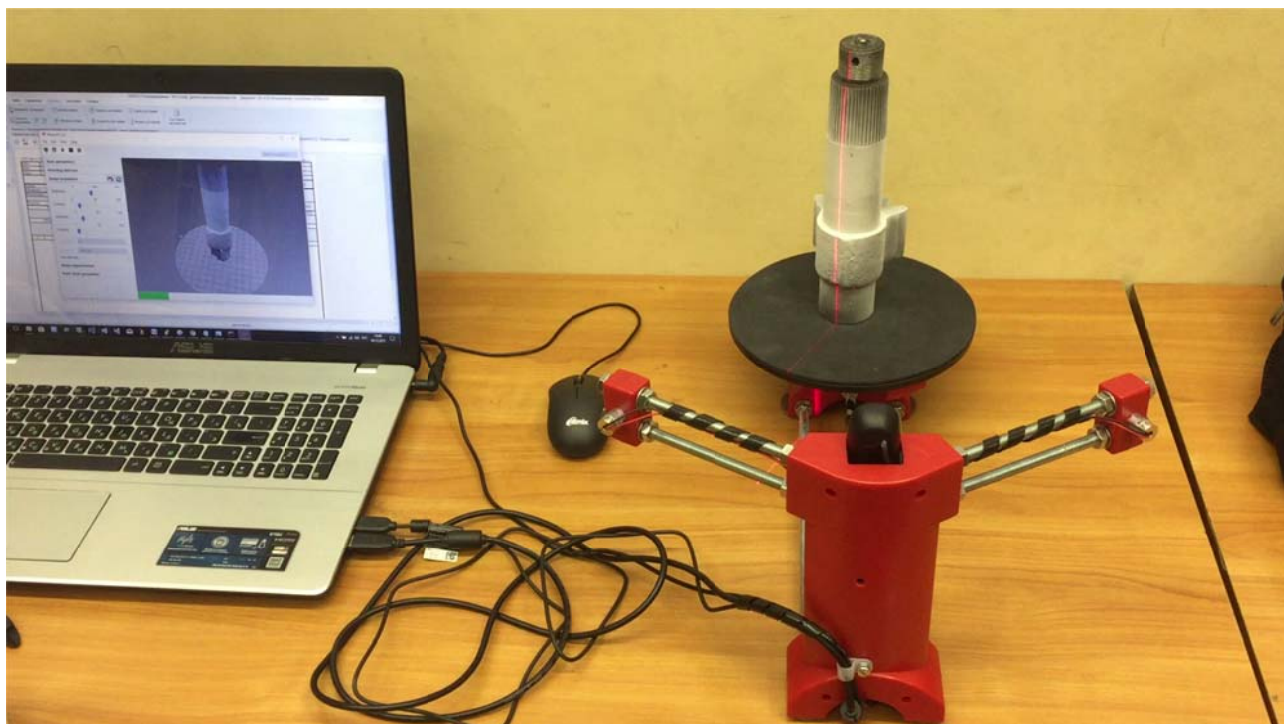


Рисунок 2 – Сканирование изношенной поверхности сошки на 3D сканере BQ Ciclop

Предварительно проводится автокалибровка системы, заключающаяся в сканировании листа бумаги с распечатанным «шахматным полем», который закрепляется на специальное основание. Это приспособление устанавливается определенным образом на поворотном столе и обеспечивает привязку систем координат камеры с системой координат лазеров, формирующих световые линии на исследуемой поверхности. Во время калибровки настраиваются фокусное расстояние камеры, ее оптический центр и дисторсия калибровочного объекта. Так же определяются углы наклона и расстояние пересечения лучей лазеров, рассчитывается разброс точек на плоскости и минимальное расстояние камеры от исходной плоскости. При повороте платформы фиксируется положение столика относительно камеры и выбирается шаг сканирования.

На деталь наносится диффузно отражающее матовое покрытие специальным аэрозолем, позволяющее избежать бликов при отражении лазерного луча от исследуемой поверхности. Такое покрытие должно иметь минимальную толщину по всей площади нанесения, чтобы не вносить дополнительную погрешность в результаты измерения. Кроме этого, эта краска должна легко удаляться после завершения работы. Дополнительные эксперименты позволили рекомендовать два покрытия для сканирования – проявитель Nabakem Mega check [6] и антибликовый спрей R-Test [7].

Сканирование осуществляется автоматически с одновременным поворотом столика с установленной исследуемой деталью. Предварительно выбираются настройки параметров сканирования: угол поворота стола, скорость его вращения, ускорение поворота, количество используемых лазеров и цветное или черно-белое сканирование. Для сканирования данной детали опытным путем были определены следующие режимы: угол – 0.45° , скорость – 200 шаг/ мин, ускорение – 200 шаг/мин², два лазера, сканирование в цвете. Результаты сканирования представлены на рисунке 3. Результаты измерения при этом открыты в программе MeshLab [8]. Это система с открытым исходным кодом для обработки и редактирования трехмерных треугольных сеток, изначально представленных в виде облака

точек. Она предоставляет набор инструментов для очистки, лечения, проверки, рендеринга, текстурирования и преобразования исходных данных.

Наглядно видна изношенная поверхность и исходная поверхность, Уступ между ними возможно замерить с помощью этой же программы и он составляет 0,9 мм.

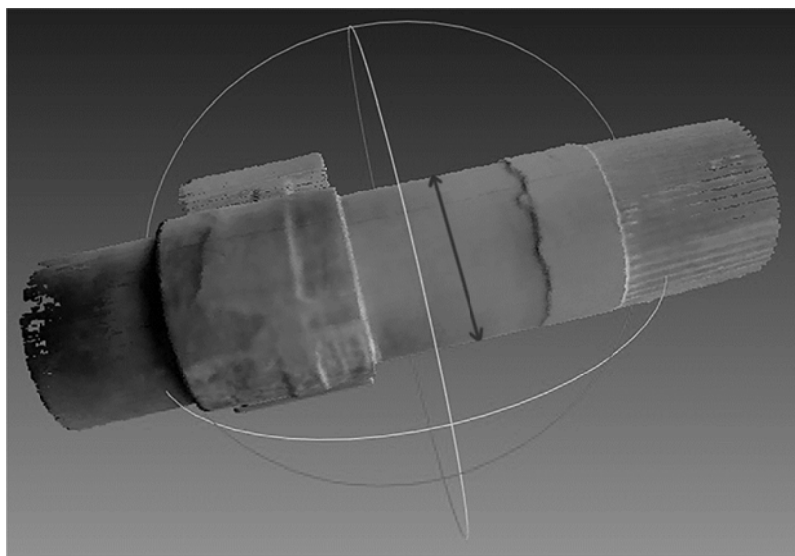


Рисунок 3 – Отсканированное изображение исследуемой поверхности после постобработки в программе MeshLab

Использование сканера BQ Cíclor для решения поставленной задачи показало принципиальную возможность его применения, однако трудоемкость получилась высокая из-за необходимости постоянных калибровок. Это связано с недостаточной жесткостью корпуса сканера, изменением во времени пространственных характеристик лучей лазеров, влияния работы механических узлов при сканировании. Кроме этого, затруднено или практически невозможно сканирование внутренних полостей или уступов, куда не попадает луч лазера.

Поэтому был освоен второй метод измерения и сравнения поверхностей износа рассматриваемой детали. Исторически давно известен метод фотограмметрии, позволяющий восстанавливать форму, размеры и положение объектов по их изображениям на фотоснимках. Первоначально применялся в картографии, а сегодня с развитием цифровой фототехники и соответствующего программного обеспечения доступен и в машиностроении [9,10].

В зависимости от выбранного программного обеспечения и применяемой фототехники выбирается определенная последовательность технологии сканирования. Перед измерениями так же необходимо покрыть исследуемую поверхность матирующим слоем, выбрать параметры внешнего освещения, определить количество необходимых снимков и их ракурс. Возможно применение как поворота детали относительно неподвижного фотоаппарата, так и обход неподвижной детали с фотоаппаратом.

При соблюдении определенных условий возможно с высоким качеством создать цифровой двойник детали с однозначным определением в пространстве утраченного в результате износа некоторого объема материала детали. Для фотографирования должен быть выбран фотоаппарат с максимально возможным фокусным расстоянием объектива и большим разрешением матрицы. Применялся фотоаппарат Fujifilm FinePix HS10 с переменным фокусным расстоянием (24–720 мм) и матрицей 10,3 Мпикс, расстояние до объекта составляло 40–60 см, угол между снимками – около 15°, последний снимок осуществлялся в том же месте, что и первый. Освещение детали не должно давать тени, в поле зрения должно быть исключено движения посторонних предметов. На рисунке 4 показана последовательность создания ряда снимков, при этом должно быть обеспечено их взаимное наложение приблизительно с 80% вероятностью.

При необходимости возможно изменение плоскости фотографирования с тем, чтобы были видны уступы или внутренние объемы детали.

После завершения процесса фотографирования производится загрузка массива фотографий в программное обеспечение Autodesk® ReCap, строится 3D модель и производится ее масштабирование. Затем производится экспорт полигональной модели в формат STL для удобства дальнейшего анализа с выбором количества полигонов, которое связано с качеством 3D модели.

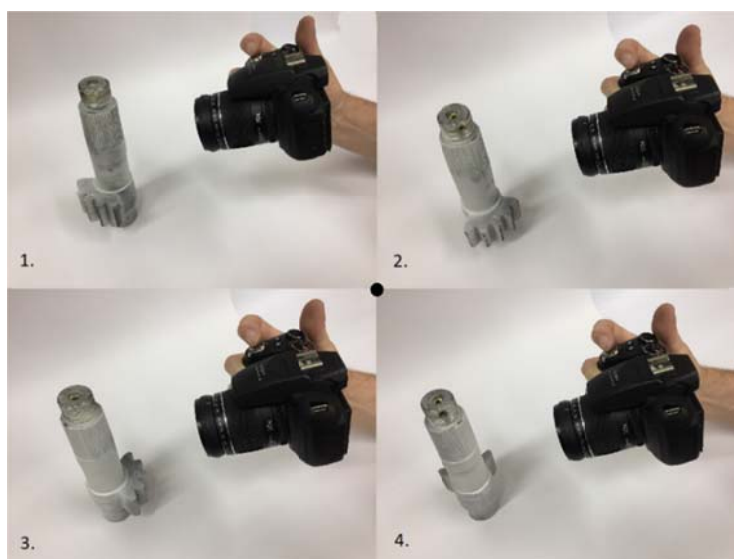


Рисунок 4 – Последовательность создания фотоснимков

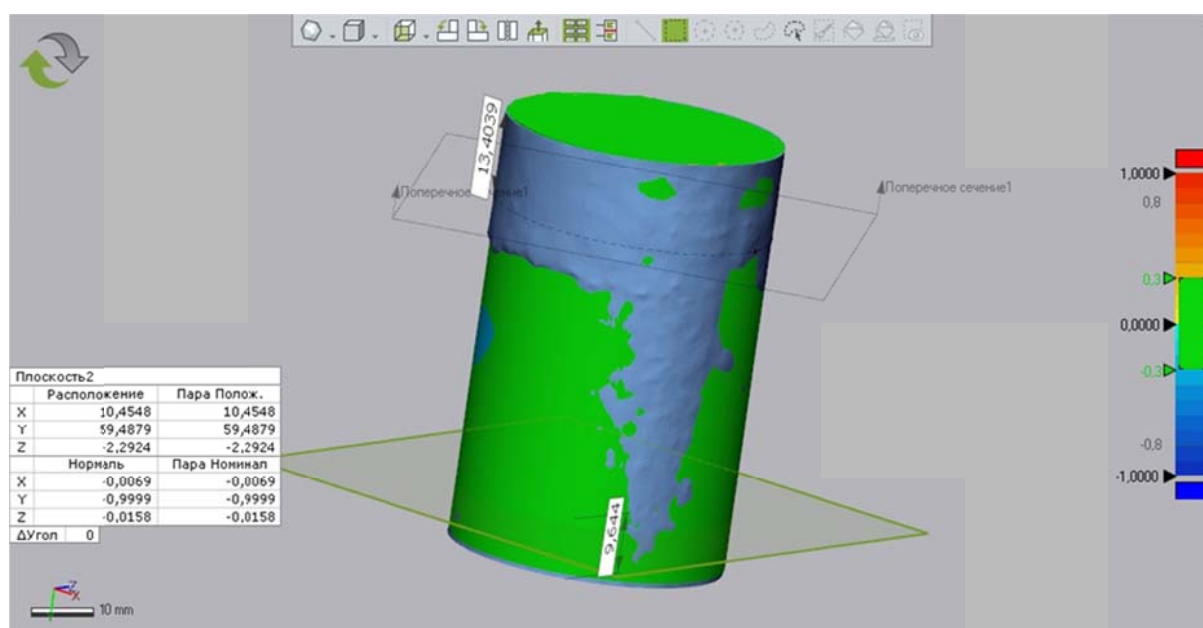


Рисунок 5 – Сравнение поверхностей реновируемой детали

Применение методов фотограмметрии имеет важные преимущества, которые определяют его область применения в машиностроении: высокая производительность, универсальность, не требует особой подготовки поверхности, точность определяется практически возможностью цифровой фотокамеры (изготовителем вышеуказанного ПО заявляется максимально разрешимая чувствительность в 1 пиксел), что при использовании, например, камеры Hasselblad H6D-400c [11] будет обеспечивать теоретически точность до единиц мкм.

На последнем этапе исследования была решена задача совмещения и вычисления утраченного объема детали в привязке к координатной системе конкретной детали. Программное обеспечение Geomagic® Control X™ позволило реализовать эту задачу.

Поскольку данные для проектирования исходной номинальной поверхности детали можно получить из рабочих чертежей или измерив неизношенную часть поверхности, то предварительно ее геометрический образ для последующего сравнения был сделан в Autodesk® Inventor™.

На рисунке 5 показано совмещение исходной поверхности реновируемой детали и ее изношенной поверхности. Как видим, износ поверхности детали имеет сложную пространственную форму, изучение которой возможно только с применением современного программного обеспечения. В программном продукте Geomagic возможно измерение продольных и поперечных сечений исходной и изношенной детали, определение количественного значения утраченного объема (на данной детали он составил 71,2 мм³).

Заключение

С помощью предложенных методик оценки формы и положения в пространстве изношенной поверхности детали возможно построение технологического процесса реновации со встраиваемыми контрольными операциями по измерению качества изготовления детали, диагностики ее состояния и остаточного ресурса в процессе эксплуатации, подготовки ее к восстановлению, контролю операций наплавки и последующей механической обработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зленко М.А. Аддитивные технологии в машиностроении / М.В. Нагайцев, В.М. Довбыш // Пособие для инженеров. – М. ГИЦ РФ ФГУП «НАМИ» 2015. 220 с.
2. Gibson I., Rosen D., Stucker B. Additive Manufacturing Technologies. – Springer New York., 2015. – 498 p.
3. Грибовский А. А. Геометрическое моделирование в аддитивном производстве. Учебное пособие – СПб: Университет ИТМО, 2015. – 49 с.
4. Точная промышленная трехмерная метрология. URL: <https://www.gom-inspect.com/ru/overview.php> (дата обращения 12.12.2017)
5. Сканер BQ Ciclop. URL: <https://www.bq.com/ru/support/ciclop/support-sheet?ssess=5b88d73d16e19&sorigin=productList> (дата обращения 20.02.2018).
6. Проявитель Nabakem Mega check. URL: <http://www.ndt-td.ru/katalog/kapillyarniy-kontrol/rashodnie-materiali-2/proyavitel-mega-check.html> (дата обращения 12.05.2018).
7. Антибликовый спрей R-Test. URL: <http://invotecs.ru/magazin/product/antiblikovyy-sprey> (дата обращения 12.05.2018).
8. MeshLab. The open source system for processing and editing 3D triangular meshes. URL: <http://www.meshlab.net/> (дата обращения 03.02.2018)
9. Назаров А. С. Фотограмметрия / А. С. Назаров. Мн.: ТетраСистемс, 2006. – 368с.
10. Обиралов А. И. Фотограмметрия и дистанционное зондирование / А. И.Обиралов, А. Н. Лимонов, Л. А. Гаврилова. М.: КолосС, 2006. –336 с.
11. H6D-400C MS The highest resolution and most colour accurate medium format images available. URL: <https://www.hasselblad.com/h6d-multishot/> (дата обращения 01.03.2018)

Самойлов Владимир Борисович

ФГБОУ ВПО «МГТУ им. Н.Э. Баумана», г. Москва
Кандидат технических наук, доцент кафедры
«Технологии обработки материалов»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, стр.1
Тел. 8(499)2670236, 8(903)5920661
E-mail: samoylov.v@bmstu.ru

Смирнов Артем Романович

ФГБОУ ВПО «МГТУ им. Н.Э. Баумана», г. Москва
Магистрант кафедры
«Технологии обработки материалов»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, стр.1
Тел. 8(499)2670236, 8(916)4805241
E-mail: artyom77.smirnov@yandex.ru

V.B. SAMOYLOV, A.R. SMIRNOV

ESTIMATION OF THE FORM OF THE DETAILED SURFACE OF THE DETAILS BY 3D SCAN METHODS AT ITS RENOVATION

Abstract. *The analysis of existing methods and means for measuring the shape of the surfaces of parts subjected to wear is analyzed. It is shown that this can most effectively be done using 3D scanning, using laser triangulation and photogrammetry methods. The technological process of renovation of the worn out surface of a detail is presented in detail, including an exact quantitative description of the shape of the initial surface, the surface after wear, the prepared surface to restore the lost volume and surface after the final machining. Experiments have been*

carried out to develop a sequence of technological operations aimed at optimizing the process of diagnosing the shape of worn surfaces with the subsequent mathematical processing of measurement results.

Keywords: 3D scanning, renovation, surface shape, surface wear.

BIBLIOGRAPHY

1. Zlenko M.A. Additivnyye tekhnologii v mashinostroyeni / M.V. Nagaytsev, V.M. Dovbysh // Posobiye dlya inzhenerov. – M. GNTS RF FGUP «NAMI» 2015. 220 s.
2. Gibson I., Rosen D., Stucker B. Additive Manufacturing Technologies. – Springer New York., 2015. – 498 p.
3. Gribovskiy A. A. Geometricheskoye modelirovaniye v additivnom proizvodstve. Uchebnoye posobiye – SPb: Universitet ITMO, 2015. – 49 s.
4. Tochnaya promyshlennaya trekhmernaya metrologiya. URL: <https://www.gom-inspect.com/ru/overview.php> (data obrashcheniya 12.12.2017).
5. Skaner BQ Ciclop. URL: <https://www.bq.com/ru/support/ciclop/support-sheet?ssess=5b88d73d16e19&sorigin=productList> (data obrashcheniya 20.02.2018).
6. Proyavitel Nabakem Mega check. URL: <http://www.ndt-td.ru/katalog/kapillyarniy-kontrol/rashodnie-materiali-2/proyavitel-mega-check.html> (data obrashcheniya 12.05.2018).
7. Antiblikovyy sprej R-Test. URL: <http://invotecs.ru/magazin/product/antiblikovyy-sprej> (data obrashcheniya 12.05.2018).
8. MeshLab. The open source system for processing and editing 3D triangular meshes. URL: <http://www.meshlab.net/> (data obrashcheniya 03.02.2018).
9. Nazarov A. S. Fotogrammetriya / A. S. Nazarov. Mn.: TetraSistems, 2006. – 368s.
10. Obiralov A. I. Fotogrammetriya i distantsionnoye zondirovaniye / A. I.Obiralov, A. N. Limonov, L. A. Gavrilova. M.: KolosS, 2006. –336 s.
11. H6D–400C MS The highest resolution and most colour accurate medium format images available. URL: <https://www.hasselblad.com/h6d-multishot/> (data obrashcheniya 01.03.2018)

Samoylov Vladimir Borisovich

Bauman Moscow State Technical University
Ph.D, Associate Professor of the department
"Materials processing technologies"
ul. Baumanskaya 2–ya, 5, Moscow
Tel. 8(499)2670236, 8(903)5920661
E–mail: samoylov.v@bmstu.ru

Smirnov Artem Romanovich

Bauman Moscow State Technical University
Master of the department
"Materials processing technologies"
ul. Baumanskaya 2–ya, 5, Moscow
Tel. 8(499)2670236, 8(916)4805241
E–mail: artyom77.smirnov@yandex.ru

АНАЛИЗ ИЗМЕНЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ УГЛОВ СПИРАЛЬНОГО СВЕРЛА ПРИ НИЗКОЧАСТОТНОМ ВИБРАЦИОННОМ СВЕРЛЕНИИ

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы математического моделирования режущих кромок и рабочих поверхностей спирального сверла с одноплоскостной заточкой задней поверхности и процесса его работы с наложением низкочастотных вибраций (вибрационного сверления). Показывается изменение кинематических переднего и заднего углов в результате наложения вибраций.

В общем случае в разработке математических моделей процесса резания можно выделить три основных этапа: построение математической модели инструмента; определение поверхности резания; расчет кинематических углов инструмента и параметров срезаемых слоев. В результате наложения вибрации происходит дополнительно изменение углов в каждой точке режущей кромки в зависимости от фазы колебаний. При моделировании работы сверла с учетом наложения вибрации были получены графики изменения заднего и переднего кинематических углов за время одного колебания. Проведен анализ изменения кинематических углов.

Предложенная математическая модель может быть использована для дальнейших исследований процессов резания при наличии вынужденных осевых колебаний сверла (вибрационного сверления): определения оптимальных режимов обработки и геометрии сверла, определению параметров срезаемых слоев и шероховатости обработанной поверхности, анализе упруго-деформированного состояния обрабатываемого материала.

Ключевые слова: математическая модель; низкочастотное вибрационное сверление, кинематические углы.

Введение

Расчет и анализ кинематических углов имеет важное значение при исследованиях процессов резания. Разработке математических моделей процессов резания различными металлорежущими инструментами посвящены работы [1 – 9]. Моделирование процесса сверления имеет определенные особенности, которые будут рассмотрены в данной статье.

В общем случае в разработке математических моделей процесса резания можно выделить три основных этапа: построение математической модели инструмента; определение поверхности резания; расчет кинематических углов инструмента и параметров срезаемых слоев.

Математическая модель

Результатом построения математической модели инструмента являются уравнения режущих кромок $\bar{r}_i(d)$, векторов нормали к передней (\bar{N}_{Pi}) и задней поверхности (\bar{N}_{3i}), где i – номер режущей кромки, d – текущий диаметр сверла [1 – 11].

Расчетная схема для спирального сверла с одноплоскостной заточкой задней поверхности представлена на рисунке 1.

Расчет выполняется в следующей последовательности:

1. Задаем уравнение режущей кромки сверла [12]

$$\bar{r}(d) = \begin{bmatrix} x_i(d) \\ y_i(d) \\ z_i(d) \\ 1 \end{bmatrix} = A^{\{6\}}(\pi(i-1)) \cdot \begin{bmatrix} \sqrt{d^2 - a^2} \\ a \\ -\sqrt{d^2 - a^2} \\ \frac{tg\varphi}{1} \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где a – смещение режущей кромки относительно центра сверла;

φ – главный угол в плане;

$A^{\{6\}}(\pi(i-1))$ – матрица, определяющая положение i -ой режущей кромки

$$A^{\{6\}}(\pi(i-1)) = \begin{bmatrix} \cos(\pi(i-1)) & -\sin(\pi(i-1)) & 0 & 0 \\ \sin(\pi(i-1)) & \cos(\pi(i-1)) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

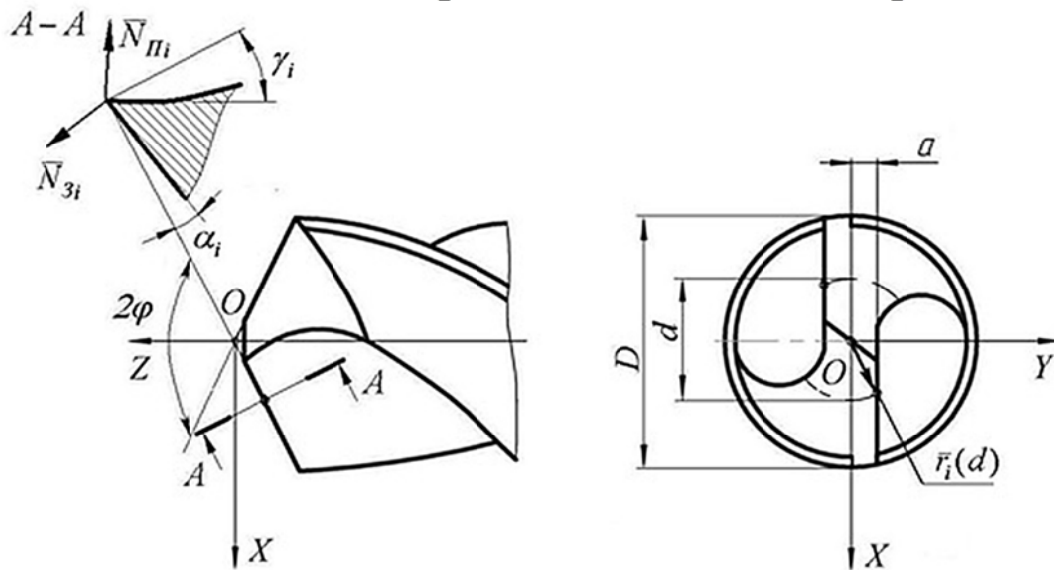


Рисунок 1 – Схема расчета режущей кромки сверла

2. Так как режущая кромка сверла принадлежит передней винтовой поверхности, она использована в качестве образующей передней поверхности. Таким образом уравнение передней винтовой поверхности может быть представлено в виде образующей передней поверхности

$$\bar{r}_{wi}(d, z) = [x_{wi}(d, z), y_{wi}(d, z), z_{wi}(d, z), 1]^T = A^{\{3\}}(z) \cdot A^{\{6\}}(-\frac{2\pi z}{H}) \cdot \bar{r}_i(d), \quad (3)$$

где $A^{\{3\}}(z)$ и $A^{\{6\}}(-\frac{2\pi z}{H})$ – матрицы определяющие соответственно перемещение и поворот относительно оси Z образующей передней поверхности

$$A^{\{3\}}(z) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

$$A^{\{6\}}(-\frac{2\pi z}{H}) = \begin{bmatrix} \cos(-\frac{2\pi z}{H}) & -\sin(-\frac{2\pi z}{H}) & 0 & 0 \\ \sin(-\frac{2\pi z}{H}) & \cos(-\frac{2\pi z}{H}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (5)$$

H – шаг винтовой канавки сверла

$$H = \frac{\pi D}{\operatorname{tg} \omega}; \quad (6)$$

D – наружный диаметр сверла;

ω – угол наклона винтовой канавки.

3. Определяем производные винтовой поверхности по параметрам d и z :

$$\bar{r}_{wi_d}(d_i, z) = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{wi}(d, z)}{\partial d} \\ \frac{\partial y_{wi}(d, z)}{\partial d} \\ \frac{\partial z_{wi}(d, z)}{\partial d} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (7)$$

$$\bar{r}_{wi_z}(d_i, z) = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_{wi}(d, z)}{\partial z} \\ \frac{\partial y_{wi}(d, z)}{\partial z} \\ \frac{\partial z_{wi}(d, z)}{\partial z} \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (8)$$

4. Определяем вектор нормали к передней поверхности \bar{N}_{Pi} в точке винтовой поверхности с координатами (d, z) , при $z = z_i(d)$:

$$\bar{N}_{Pi}(d) = \frac{\bar{r}_{wi_d}(d, z) \times \bar{r}_{wi_z}(d, z)}{|\bar{r}_{wi_d}(d, z) \times \bar{r}_{wi_z}(d, z)|}. \quad (9)$$

5. Вектор нормали к задней поверхности \bar{N}_{Gi} в случае одноплоскостной заточки спирального сверла может быть определен следующим образом:

$$\bar{N}_{3i}(d) = A^{\{5\}}(\alpha) \cdot A^{\{4\}}\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) \cdot \bar{k}, \quad (10)$$

где φ – главный угол в плане;

α – задний угол в инструментальной системе координат,

$\bar{k} = [0 \ 0 \ 1 \ 0]^T$ – единичный вектор, направление которого совпадает с положительным направлением оси Z:

$$A^{\{4\}}\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) & -\sin\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) & 0 \\ 0 & \sin\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) & \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (11)$$

$$A^{\{5\}}(\alpha) = \begin{bmatrix} \cos \alpha & 0 & \sin \alpha & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \alpha & 0 & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (12)$$

6. Поверхность резания определяем следующим уравнением [13]:

$$\bar{Q}(d, t) = A_f(t) \cdot \bar{r}_i(d) = A^{\{3\}}(z(t)) \cdot A^{\{6\}}(\varphi(t)) \bar{r}_i(d), \quad (13)$$

где t – время с начала обработки;

$A_f(t) = A^{\{3\}}(z(t)) \cdot A^{\{6\}}(\varphi(t))$ – суммарная матрица движения сверла в направлении неподвижной детали

$$A^{\{6\}}(\varphi(t)) = \begin{bmatrix} \cos(\varphi(t)) & -\sin(\varphi(t)) & 0 & 0 \\ \sin(\varphi(t)) & \cos(\varphi(t)) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (14)$$

$$A^{\{3\}}(z(t)) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & z(t) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (15)$$

$\varphi(t)$ – угол поворота сверла вокруг оси Z;

$z(t)$ – перемещение сверла кромки вдоль оси Z;

t – параметр времени.

С учетом режимов резания при сверлении:

$$\varphi(t) = \frac{\pi n t}{30}, \quad (16)$$

$$z(t) = \frac{s_0 n t}{60}, \quad (17)$$

где n – число оборотов сверла в минуту, об/мин;

s_0 – подача на оборот сверла, мм/об.

Моделирование проводилось для спирального сверла с одноплоскостной заточкой, имеющего следующие геометрические параметры: наружный диаметр сверла $D = 10$ мм, смещение режущей кромки $a = 1,4$ мм, задний угол $\alpha = 12^\circ$, угол наклона винтовой канавки $\omega = 30^\circ$, двойной угол в плане $2\varphi = 120^\circ$. Визуализация математического представления режущей кромки и векторов нормалей к передней и задней поверхности представлена на рисунке 2.

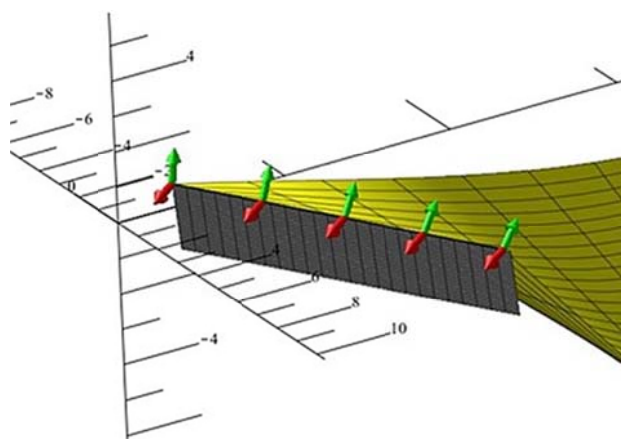


Рисунок 2 – Результат моделирования режущей кромки

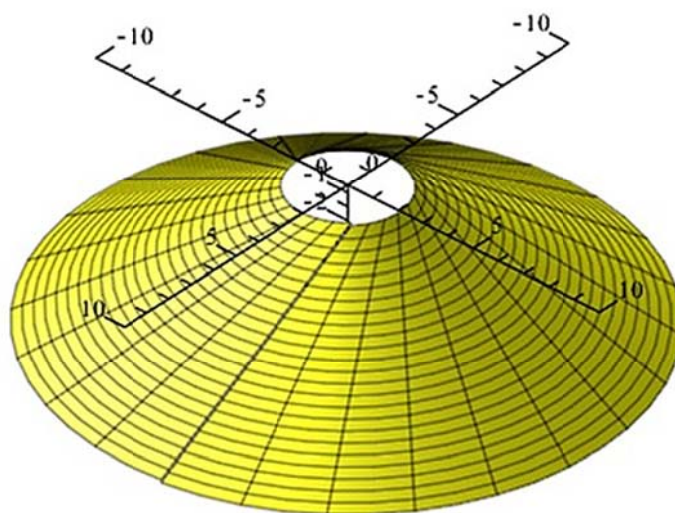


Рисунок 3 – Моделирование поверхности резания

Для моделирования работы сверла были выбраны следующие режимы резания: подача $s_0 = 0,1$ мм/об, частота вращения $n = 200$ об/мин. Поверхность резания соответствующая этим данным, описываемая одной режущей кромкой за один оборот сверла представлена на рисунке 3.

7. Кинематические передний, задний углы и угол наклона главной режущей кромки соответственно определяем зависимостям, методика определения которых подробно рассмотрена в работах [14–16]

$$\gamma_{P_i}(d, t) = \arcsin[\bar{N}_{\Pi_i}(d) \cdot \bar{N}_{P_i}(d, t)]; \quad (18)$$

$$\alpha_{P_i}(d, t) = \arccos[-\bar{N}_{3_i}(d) \cdot \bar{N}_{P_i}(d, t)] \cdot \text{sign}[-V_i(d, t) \cdot \bar{N}_{3_i}(d)]; \quad (19)$$

$$\lambda_{P_i}(d, t) = \arcsin[\bar{V}_i(d, t) \cdot [\bar{N}_{\Pi_i}(d) \times \bar{N}_{3_i}(d)]]; \quad (20)$$

где $\bar{N}_{P_i}(d, t)$ – нормаль к поверхности резания

$$\bar{N}_{P_i}(d, t) = \frac{\bar{V}_i(d, t) \times [\bar{N}_{\Pi_i}(d) \times \bar{N}_{3_i}(d)]}{|\bar{V}_i(d, t) \times [\bar{N}_{\Pi_i}(d) \times \bar{N}_{3_i}(d)]|} \cdot \text{sign}([-\bar{V}_i(d, t) \times [\bar{N}_{\Pi_i}(d) \times \bar{N}_{3_i}(d)]] \cdot \bar{N}_{3_i}(d)); \quad (21)$$

$\bar{V}_i(d, t)$ – вектор скорости результирующего движения:

$$\bar{V}_i(d, t) = A_f^{-1}(t) \cdot \bar{Q}(d, t). \quad (22)$$

Графики изменения переднего и заднего кинематических углов вдоль режущей кромки показаны на рисунках 4 и 5 соответственно.

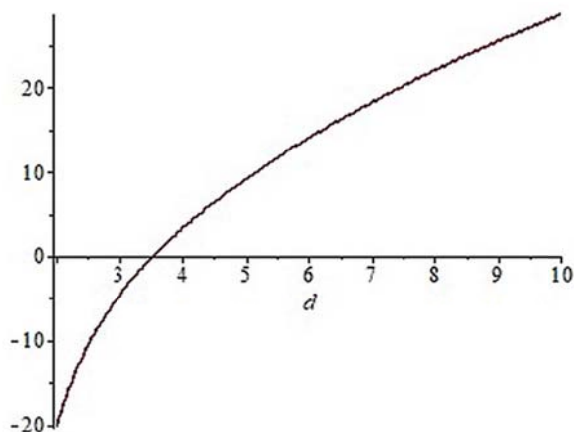


Рисунок 4 – График изменения переднего угла

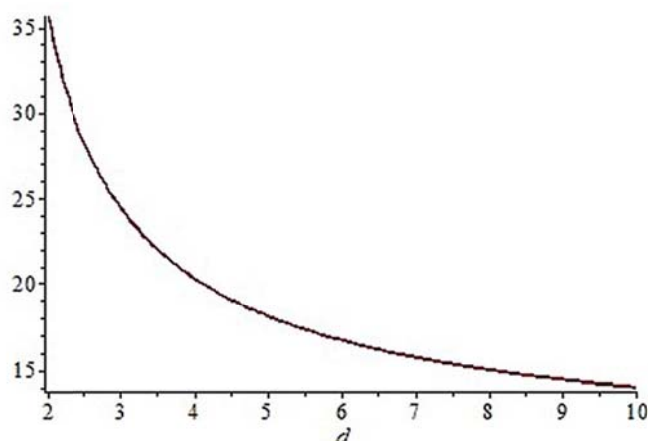


Рисунок 5 – График изменения заднего угла

8. Учитываем дополнительное наложение колебаний вдоль оси Z , необходимое для осуществления процесса вибрационного сверления:

$$z_1(t) = A_m \cdot \sin \omega t - \frac{A_m}{2}, \quad (23)$$

где A_m – амплитуда колебаний, мм;

ω – фаза колебаний, рад.

В этом случае уравнение (13) приобретает вид:

$$\bar{Q}(d, t) = A_{f1}(t) \cdot \bar{r}_i(d), \quad (24)$$

где $A_{f1}(t)$ – результирующая матрица с учетом наложения вибраций

$$A_{f1}(t) = A^{\{3\}}(z_1(t)) A_f(t), \quad (25)$$

где

$$A^{\{3\}}(z_1(t)) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & z_1(t) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (26)$$

График перемещения сверла вдоль оси Z под действием вибраций представлен на рисунке 6. При этом половина амплитуды перемещения равна подаче $s_0 = 0,1 \text{ мм/об}$, а частота соответствует 10,5 на один оборот сверла. Смещение графика в отрицательную зону обеспечивает дробление стружки, что особенно актуально при резании труднообрабатываемых материалов.

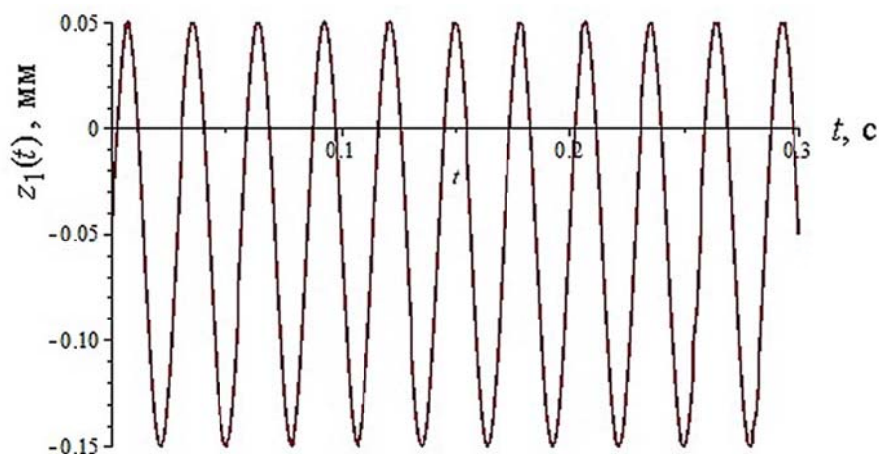


Рисунок 6 – График вибрации

Результат моделирования поверхности резания для условий работы сверла с учетом наложения вибрации показан на рисунке 7.

В результате наложения вибрации происходит дополнительно изменение углов в каждой точке режущей кромки в зависимости от фазы колебаний. При моделировании работы сверла с учетом наложения вибрации были получены графики изменения заднего и переднего кинематических углов за время одного колебания, представленные на рисунках 8 и 9 соответственно. Кривые 1 соответствуют диаметру 10 мм, кривые 2 – диаметру 6 мм, кривые 3 – диаметру 2 мм.

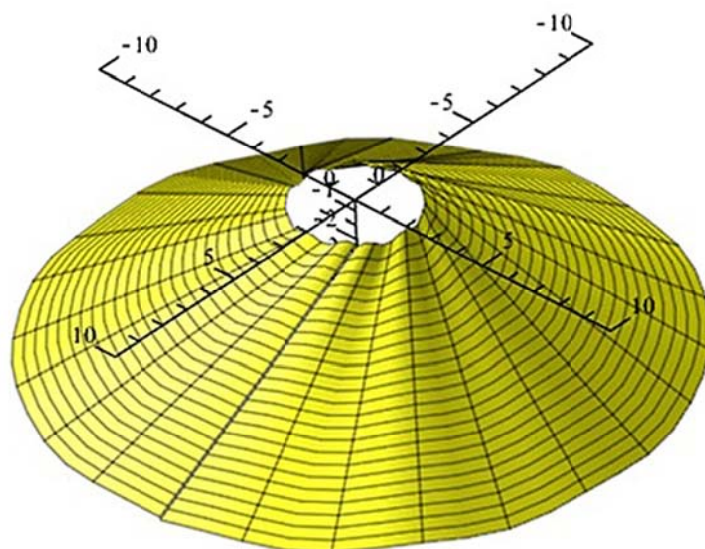


Рисунок 7 – Моделирование поверхности резания с учетом наложения вибраций

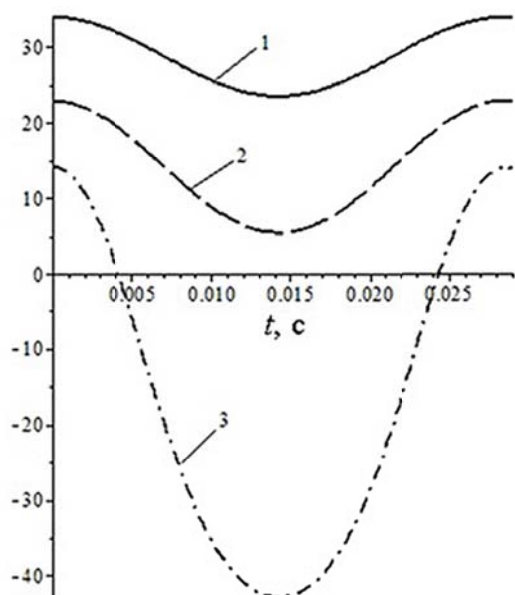


Рисунок 8 – Изменение переднего угла с учетом наложения вибраций:

1 – для $d = 10$ мм; 2 – для $d = 6$ мм; 3 – для $d = 2$ мм

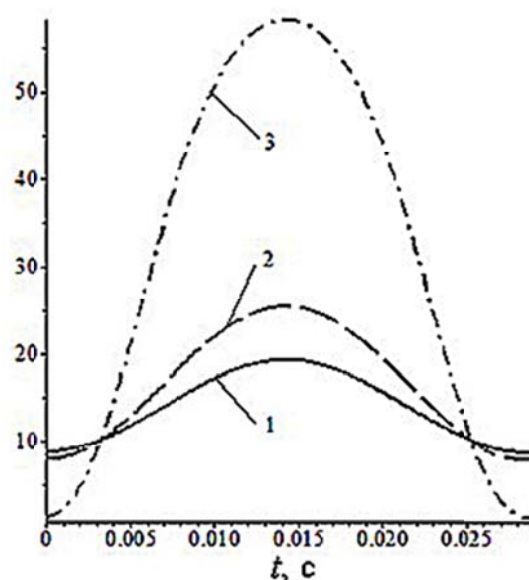


Рисунок 9 – Изменение заднего угла с учетом наложения вибраций:

1 – для $d = 10$ мм; 2 – для $d = 6$ мм; 3 – для $d = 2$ мм

Анализ

Исходя из графиков изменения кинематических углов в процессе вибрационного сверления, полученных в результате моделирования, можно отметить следующее:

- изменение значений кинематических углов тем больше, чем ближе к центру сверла располагается точка режущей кромки, что связано с более выраженным влиянием вибрации на вектор скорости результирующего движения с уменьшением диаметра d ;

- во всех точках режущей кромки сверла кинематический задний угол имеет положительные значения, что делает возможным процесс резания без нежелательного контакта обрабатываемого материала с задней поверхностью инструмента, однако уменьшение заднего угла в определенный момент времени приводит к ухудшения условий резания и увеличению износа инструмента в районе перемычки;

- для точек режущей кромки примыкающих к перемычке характерно значительное уменьшение переднего угла, что увеличивает пластическую и упругую деформацию отделяемых слоев материала, ведет к увеличению силы резания, повышению температуры в зоне резания, затруднению стружкообразования.

Заключение

Предложенная математическая модель может быть использована для дальнейших исследований процессов резания при наличии вынужденных осевых колебаний сверла (вибрационного сверления): определения оптимальных режимов обработки и геометрии сверла, определению параметров срезаемых слоев и шероховатости обработанной поверхности, анализе упруго-деформированного состояния обрабатываемого материала и т.д.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Куц, В.В., Разумов М.С., Мальнева Ю.А. Моделирование производящих поверхностей фрез с конструктивной радиальной подачей для обработки эксцентриковых валов / Куц, В.В., Разумов М.С., Мальнева Ю.А. // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2016. № 8–1. С. 126–131.
2. Зубкова, О.С. Разработка математического аппарата модуля расчета параметров лезвий в CAD/CAM–системе проектирования сборных осевых инструментов / О.С. Зубкова // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 11. С. 3 – 6.
3. Селезнев, Ю.Н. Методика получения математических моделей процесса токарной обработки изделий на станках с ЧПУ / Ю.Н. Селезнев, Е.И. Яцун, Р.Н. Хомутов // Известия Юго-Западного государственного университета. Серия: Техника и технологии. 2013. № 3. С. 023 – 028.

4. Эльхассан, А.М.А. Моделирование системы резания при обработке лезвийным инструментом из СМ / А.М.А. Эльхассан, Е.И. Яцун, С.В. Швец, А.И. Ремнев, А.А. Фадеев // В сборнике: Молодежь и XXI век – 2012 – материалы IV Международной молодежной научной конференции. 2012. С. 44–48.
5. Мержоева, М.С. Расчет положения и ориентации СМП относительно производящей поверхности сборного зенкера / М.С. Мержоева // Глобальный научный потенциал. 2016. № 10 (67). С. 93–96.
6. Мержоева, М.С. Проектирование сборных зенкеров с оптимальными значениями параметров / М.С. Мержоева // В сборнике: Вузское образование и наука. Материалы региональной научно-практической конференции. 2009. С. 273–276.
7. Куц, О.Г. Аппроксимация профиля производящей поверхности набора фрез сменными многогранными пластинами, предназначенного для обработки тонкостенной детали с малыми углами конусности / О.Г. Куц, С.Г. Емельянов, А.А. Горохов // В сборнике: Молодежь и системная модернизация страны Сборник научных статей Международной научной Конференции студентов и молодых ученых: в 2-х томах. 2016. С. 224–228.
8. Шитиков, А.Н. Оценка режущих свойств сборной фасонной фрезы с помощью системы автоматизированного проектирования / А.Н. Шитиков // В сборнике: Международный симпозиум "Образование, наука и производство: проблемы, достижения и перспективы" "Образование Н.И.П.Д.И.П.М.С.К.На.А. посвящается 55-летию Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета: в 5 томах. – Комсомольск-на-Амуре, 2010. С. 159–163.
9. Гречухин, А.Н. Анализ изменения кинематики углов резания в зависимости от профиля детали и технологических параметров планетарного механизма построителя / А.Н. Гречухин, М.С. Разумов, С.А. Чевычелов // В сборнике: Технические науки – основа современной инновационной системы 2013. С. 31–34.
10. Гречухин, А.Н. Анализ погрешности формы профильной части пружин железнодорожных вагонов при обработке посредством управляемой кинематики планетарных перемещений инструмента / А.Н. Гречухин, М.С. Разумов, С.А. Чевычелов // В сборнике: Интеграция науки и практики как условие экономического роста IV Международная научно-практическая конференция. 2013. С. 9–12.
11. Чевычелов, С.А. Оптимизация параметров гиперболических фрез / С.А. Чевычелов // Известия Юго-Западного государственного университета. Серия: Техника и технологии. 2012. № 2–1. С. 098–100
12. Зубкова, О.С. Математическое представление режущих кромок спирального сверла в системе Maple / О.С. Зубкова, В.В. Куц, Л.Н. Лыкова, Н.Н. Лыкова // Современные материалы, техника и технологии. 2017. № 7 (15). С. 21–28.
13. Куц, В.В. Моделирование поверхности резания при вибрационном сверлении в системе Maple / В.В. Куц, О.С. Зубкова, Л.Н. Лыкова, Н.Н. Лыкова // Современные материалы, техника и технологии. 2018. № 1 (15). С. 77–81.
14. Лашнев, С.И. Геометрическая теория формирования поверхностей режущими инструментами: Монография / С.И. Лашнев, А.Н. Борисов, С.Г. Емельянов // Курск, гос. техн. ун-т. Курск, 1997. 391 с.
15. Горохов, А.А. Методика проектирования и изготовления сборных дисковых фрез на основе математического моделирования / А.А. Горохов // Диссертация к.т.н. – Курск; 2000 г. – 198 с.
16. Емельянов, С.Г. Разработка теории, методов и средств формирования поверхностей сборными металлорежущими инструментами на основе системного моделирования процесса их проектирования / С.Г. Емельянов // Диссертация д.т.н. – Москва; 2001 г. – 407 с.

Куц Вадим Васильевич
ФГБОУ ВО «Юго-Западный
государственный университет», г.
Курск
Доктор технических наук, доцент,
доцент кафедры управления
качеством, метрологии и
сертификации
305040, г. Курск, ул 50 лет
Октября, 94
Тел. (4712) 22–26–69
E-mail: kuc-vadim@yandex.ru

Зубкова Оксана Сергеевна
ФГБОУ ВО «Юго-Западный
государственный университет», г.
Курск
Кандидат технических наук,
доцент кафедры
машиностроительных технологий и
оборудования
305040, г. Курск, ул 50 лет
Октября, 94
Тел. (4712) 22–26–69
E-mail: zubkova-oksana@bk.ru

Гатиев Магомед Шамильевич
ФГБОУ ВО «Ингушский
государственный университет», г.
Назрань
Аспирант
386132, РИ г. Назрань,
а/о Гамурзиевский, ул.
Магистральная 39
Тел. 8(8732)22–38–54, 8(8734)55–
42–22
E-mail: ing_gu@mail.ru

V.V. KUTS, O.S. ZUBKOVA, M.S. GATIEV

ANALYSIS OF CHANGE OF KINEMATIC SPIRAL ANGLES DRILLS AT LOW FREQUENCY VIBRATION DRILLING

Abstract. This article discusses the issues of mathematical modelling of cutting edges and surfaces of spiral drills with sharpening the back surface of one plane and the process of his work with low-frequency vibrations (vibration drilling). Shows the modified kinematic front and rear angles as a result of imposition of vibration.

In General, the development of mathematical models of the cutting process can be divided into three main phases: building mathematical models of the instrument; determination of cutting surface; calculation of kinematic parameters of the instrument and the angles of cut layers. As a result, overlay vibration occurs further to change the

angles at each point of the cutting edge depending on the phase of the oscillation. When modeling work drills, taking into account the overlay has been rear and front curves kinematic angles during one oscillation. Analysis of kinematic changes angles.

The proposed mathematical model can be used for further research if there is cutting processes internally axial oscillations drills (vibrating drilling): determine the optimal treatment regimens and the geometry of the drill, characterization of cut layers and surface roughness analysis of elastic-deformed state of material.

Keywords: mathematical model; low frequency vibrating drilling, kinematic corners.

BIBLIOGRAPHY

1. Kutz, V.V., Razumov M.S., Margorita Y.A. Modeling surfaces-producing cutters with constructive radial feed for processing eccentric shafts/ Kuts, v.v., Razumov m.s., Margorita Y.a. // Proceedings of the Tula State University. Technical science. 2016. No. 8–1. C. 126–131.
2. Zubkova, O.S. Develop mathematical apparatus module calculation of parameters of blades in the CAD/CAM–system design of prefabricated axial tools / O.S. Zubkovf // Chemical and petroleum engineering. 2016. No. 11. C. 3–6.
3. Seleznev, Y.N. Technique of mathematical models of the process of turning machining on CNC machines / Y.N. Seleznyov, Y.I. Yatsun, R.N. Khomutov //proceedings of the Southwest State University. Series: technology. 2013. No.3 S. 023–028.
4. Elhassan, A.M.A. Simulation system for cutting tool when machining lezvijnym from STM / A.M.A. Elhassan, E.I. Yatsun, S.V. Shvets, A.I. Remnev, A.A. Fadeev // In: youth and the twenty-first century–2012–IV International Youth scientific conference. 2012.44–48.
5. Merzhoeva, M.S. Calculate the position and orientation of SMES regarding the surface producing precast countersinks / M.S. Merzhoeva // Global scientific potential. 2016. No. 10 (67). C. 93–96.
6. Merzhoeva, M.S. Design of prefabricated core drills with optimal settings / M.S. Merzhoeva // in: Undergraduate education and Science Materials regional scientifically–practical Conference. 2009. 273–276.
7. Kutz, O.G. Approximation profile surface milling set producing interchangeable multifaceted plates intended for processing thin-walled parts with small angles of taper / O.G. Kuts, S.G. Emelyanov, A.A. Gorohov // in: youth and system modernization of the country collection of scientific articles of the International Scientific Conference of students and young scientists: in 2 volumes. 2016. 224–228.
8. Shitikov, A.N. Score cutting properties team shaped cutters using computer aided design / A.N. Shitikov // In: International Symposium "education, science and manufacturing: challenges, achievements and prospects" Education N.I.P.P.D.I.P.M.S.K. On a. posvyaschaetsya 55 anniversary of Komsomolsk-on-Amur State Technical University: in 5 volumes. –Komsomolsk-on-Amur, 2010. C. 159–163.
9. Grechuhin, A.N. Kinematics analysis of cutting angles depending on the profile details and process parameters of the planetary mechanism / A.N. Grechuhin, M.S. Razumov, S.A. Chevychelov // In: SCI–Foundation of modern innovation system in 2013. C. 31–34.
10. Grechuhin, A.N. Analysis of errors form profile part spring wagons when processing by means of controlled planetary motion kinematics tool / A.N. Grechuhin, M.S. Razumov, S.A. Chevychelov // in: integration of science and practices as a condition for economic growth IV international scientific–practical Conference. 2013.9–12.
11. Chevychelov, S.A. Giperboloidnyh parameters optimization of milling cutters / S.A. Chevychelov // Proceedings of the Southwest State University. Series: technology. 2012 # 2–1. C. 098–100
12. Zubkova, O.S. Mathematical representation of the cutting edges spiral drills in the system Maple / O.S. Zubkova, V.V. Kuts, L.N. Lykova, N.N. Lykova // Modern materials, equipment and technologies. 2017. No. 7 (15). C. 21–28.
13. V.V. Kuts, Cutting surface modelling in vibration drilling system Maple / V.V. Kuts, O.S. Zubkova, L.N. Lykova, N.N. Lykova // Modern materials, equipment and technologies. 2018. No. 1 (15). P. 77–81.
14. Lashnev, S.I. Geometrical theory of formation of surface cutting tools: monograph/S. Lashnev, A.N. Borisov, S.G. Emelyanov // Kursk State Technical University. Kursk, 1997. 391 s.
15. Gorokhov, A.A. Methodology for the design and construction of modular disk cutters based on mathematical modeling / A.A. Gorokhov//Thesis Ph.d.–Kursk; 2000–198 s.
16. Emelyanov, S.G. development of theory, methods and means of shaping surfaces teams cutting tools based on the system design process simulation / S.G. Yemelyanov // Thesis DTS–Moscow; 2001–407 c.

Kuts Vadim Vasilievich
FEDERAL in the Southwest State
University, Kursk,
Doctor of technical sciences, Associate
Professor, Associate professor of the
sub-department «Engineering
technologies and equipment»
305040, Kursk, 50 let oktyabrya str. 94
Tel. (4712) 22–26–69
E-mail: kuc-vadim@yandex.ru

Zubkova Oksana Sergeevna,
FEDERAL in the Southwest State
University, Kursk,
Candidate of technical sciences,
Associate professor of the sub-
department «Engineering
technologies and equipment»
305040, Kursk, 50 let oktyabrya str.
94
Tel. (4712) 22–26–69
E-mail: zubkova-oksana@bk.ru

Gatiev Magomed Shamilievich
FEDERAL in the Ingush State
University, post-graduate student,
Nazran
386132 Nazran, RI,
and/Gamurzievskij, UL. 39
backbone
Tel. 8 (8732) 22–38–54, 8 (8734) 55–
42–22
E-mail: ing_gu@mail.ru

УДК 621.7.013

Н.В. КАНАТНИКОВ, С.В. КОЖУС, Г.А. ХАРЛАМОВ, А.С. ПАШМЕНТОВА

СТРУКТУРА ПРОЦЕССА ОПТИМИЗАЦИИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛА

Аннотация. Применение методов оптимизации процессов механической обработки позволяет производственным подразделениям эффективно реагировать на: конкуренцию, меняющийся спрос и увеличение требований к качеству продукта. Оптимизация процессов металлообработки – важный инструмент современного машиностроительного предприятия, необходимый для систематического улучшения качества выпускаемой продукции и повышения эффективности технологических процессов. Оптимизация включает в себя моделирование соотношения входных и выходных параметров и определение оптимальных условий резания. Определение оптимальных условий резания с помощью математических моделей является сложной исследовательской задачей. В данной статье предложена общая структура оптимизации параметров процесса резания.

Ключевые слова: оптимизация резания, прогностическое моделирование, методы моделирования резания, методы оптимизации.

Введение

Обработка металлов резанием – это наиболее распространенный производственный процесс в машиностроении. Научные исследования в области обработки резанием направлены на исследования: режущих инструментов, конструкционных и инструментальных материалов, конструкции оборудования, режимов обработки и свойств выпускаемой продукции. Повышение эффективности обработки резанием может быть достигнуто с помощью оптимизации параметров процесса. Применение оптимизации способно определить управляющие факторы, рациональный выбор которых позволяет достигнуть требуемых результатов обработки при снижении стоимости производства.

Поиск оптимального или квазиоптимального решения с помощью подходящего метода оптимизации на основе прогностической модели, целевой функции, а также ряда ограничений является критически трудной задачей для исследователей и практиков. Резание металла – это физически сложный процесс, сопровождающийся множеством физических явлений. Для описания таких явлений используются дискретные и непрерывные параметрические пространства, а также мультимодальные дифференцируемые и недифференцируемые целевые функции.

Несмотря на многочисленные исследования проблемы оптимизации резания, в настоящее время, не существует универсальной оптимизационной методики, применимой ко всем видам механической обработки. В этой статье предлагается общая структура проведения исследований по оптимизации процесса резания, а также приведены наиболее часто используемые методы прогностического моделирования и оптимизации выходных параметров.

Общая структура оптимизации параметров процесса резания

Общая схема, иллюстрирующая оптимизацию процесса резания, приведена на рисунке 1. Процесс оптимизации состоит из двух этапов: 1 моделирование отношения входных и выходных параметров процесса резания; 2 определение оптимального или квазиоптимального решения (решений).

Моделирование отношения входных и выходных параметров процесса резания

Задачей любого моделирования процесса механической обработки является выявление взаимосвязей между входными конструкторско-технологическими параметрами процесса (режимами обработки, параметрами оборудования, геометрией и конструкцией режущего инструмента и др.) и зависимыми от них выходными параметрами, важными для производства (точность, качество, основное время, стойкость инструмента, форма стружки и др.). Для моделирования требуется выполнить следующие шаги (рисунок 1):

1.1 Определить проблему оптимизации процесса обработки, выявив ее критичность с точки зрения конкретно решаемых задач. На данном этапе определяются выходные параметры, имеющие наибольшую важность для рассматриваемой задачи, а также определяются те входные параметры, которыми возможно управлять. При оптимизации резания следует стремиться установить и оказывать влияние на наиболее управляемые

параметры процесса и сократить влияние неконтролируемых (шумовых) параметров. Критичность проблемы может быть оценена на основе анализа Парето [15].

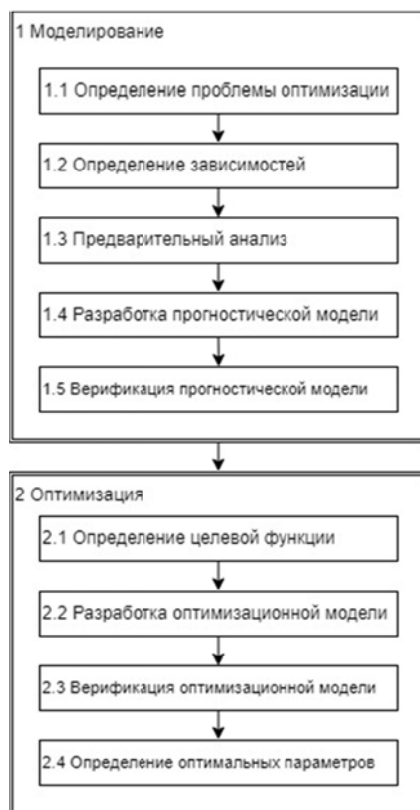


Рисунок 1 – Общая схема моделирования и оптимизации процесса резания

1.2 Определение зависимостей, связывающих входные и выходные параметры процесса резания. На этом этапе необходимо определить возможные значения выходных параметров в зависимости от изменения входных параметров в их рабочих диапазонах. Полученные результаты должны быть связаны с проблемой оптимизации процесса, определенной на предыдущем этапе.

1.3 Предварительный анализ данных. В случае использования эмпирических методов установления зависимостей между входными и выходными параметрами процесса возможно возникновение большого объема данных. Тогда на третьем этапе необходимо применить методы статистики, например, многомерный анализ [16].

1.4 Разработка прогностической модели. На данном этапе, важно, разработать простую в использовании и экономичную в реализации модель. В настоящее время для моделирования процессов резания используются следующие виды моделирования: аналитическое; численное; эмпирическое; гибридное [2].

Аналитическое моделирование позволяет прогнозировать силу резания, силу трения, напряжения, деформации, температуры и т.д., однако, в силу того, что резание сопровождается множеством сложных физических явлений, использование аналитического моделирования в ряде случаев затруднительно. Наибольшее распространение получили аналитические модели, основанные на теории линий скольжения [7,21]. Применение аналитических моделей, позволяет получить обобщенные решения для тел простой формы с учетом ряда упрощений.

С конца 70–х годов для моделирования резания применяются численные методы. Численные методы позволяют успешно моделировать как малые, так и большие величины силы резания, а также решать задачи в двух– и трехмерном пространстве [10, 22, 14, 19]. Численные модели проще и удобнее исследовать в силу возможности проводить с ними вычислительные эксперименты. Логичность и формализованность численных моделей позволяет выявить основные факторы, определяющие свойства изучаемого объекта, в частности, исследовать отклик моделируемой физической системы на изменения ее параметров и начальных условий. Широко использовать численные методы для решения

задач моделирования резания стало возможно только с недавнего времени, благодаря развитию и увеличению уровня доступности специальных программных средств и вычислительных мощностей.

Эмпирические модели отличаются высокой точностью и простотой применения, однако для их разработки требуется массив экспериментальных данных, а область применения ограничена. Проектирование новой эмпирической модели требует больших временных и материальных затрат. В настоящее время наибольшее распространение получил эмпирический подход, основанный на использовании значения удельной составляющей силы резания на единицу длины режущего лезвия («Mechanistic Force Modelling» в зарубежной литературе). Сущность метода заключается в определении удельных сил на единицу длины режущего лезвия и последующем суммировании их по всем режущим кромкам, участвующим в резании. Данным методом могут быть рассчитаны силы для процессов резания инструментом с нестандартным профилем, когда в процессе съема стружки участвуют сразу несколько кромок. Ю. Н. Стеблецов использовал данный подход для расчета силы резания, возникающей при фрезеровании зубчатых колес с профилем Новикова [26, 25]. Р.В. Анисимов рассчитывал данным методом силу, возникающую при зубодолблении внутренних неэвольвентных зубчатых колес [24]. L. Berglind и D. Plakhotnik на основе данного подхода разработали модель для расчета сил резания, возникающих при обработке деталей произвольной конфигурации на пяти координатных фрезерных центрах [3].

Недостатком данного подхода является то, что в случае необходимости внесения в отработанный технологический процесс каких-либо изменений (использование новых режимов обработки, использование нового режущего инструмента и др.) необходимо произвести калибровку модели для уточнения поправочных коэффициентов. Калибровка реализуется путем проведения комплекса экспериментальных исследований. После калибровки модели, ошибка прогноза будет менее 5% [1].

Для предсказания практических результатов обработки широкие перспективы открывает использование подхода гибридного моделирования, соединяющего в себе положительные качества экспериментальных и теоретических методов исследований [2]. Однако такой подход до настоящего времени полностью не реализован. Это связано с тем, что долгое время, как в России, так и за рубежом преимущественно развивалось аналитическое моделирование процессов механической обработки, ввиду недостатка вычислительных мощностей и программных средств, численному моделированию уделялось значительно меньшее внимание.

1.5 Верификация прогностической модели. Предложенную модель процесса резания необходимо проверить на адекватность в нескольких различных ситуациях, в том числе в ситуациях, когда выходные параметры принимают критические значения.

2.1 Определение целевой функции оптимизации. При поиске оптимальных параметров резания возможно использование множества критериев выбора, каждый из которых отражает различные аспекты процесса резания. Использование той или иной целевой функции оптимизации зависит от конкретного рассматриваемого процесса. Наибольшее распространение в практике оптимизационных расчетов получили критерии максимальной производительности и минимальной себестоимости.

2.2 Разработка оптимизационной модели.

Исследователями было разработано множество методов для решения задачи оптимизации параметров. Эти методы могут быть классифицированы как (рисунок 2):

- 1) Экспериментальные (метод Тагучи [18, 23], метод поверхности отклика [20]);
- 2) Аналитические (линейное программирование, нелинейное программирование и динамическое программирование) [9];
- 3) Эвристические (генетический алгоритм [6, 12, 13, 17], алгоритм поиска с запретами [8], алгоритм имитации отжига [4, 5, 11]).

В то время как традиционные методы пытаются обеспечить локальное оптимальное решение, разработанные нетрадиционные методы, основанные на внешней модели или целевой функции, являются приближенными и пытаются обеспечить квазиоптимальные условия резания.

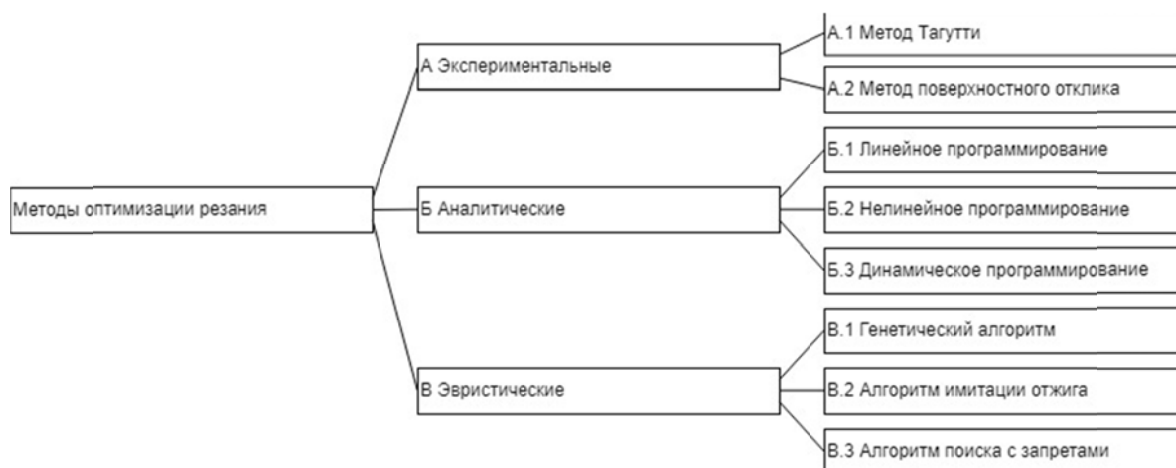


Рисунок 2 – Классификация методов оптимизации процессов резания

2.3 Верификация оптимизационной модели. Разработанная модель испытывается для некоторых случаев обработки, и производится оценка прогнозируемых результатов. В случае необходимости проводится серия экспериментальных исследований с целью верификации разработанного подхода к оптимизации.

2.4 Определение оптимальных параметров процесса. На данном этапе происходит использование разработанной оптимизационной модели для расчета оптимальных/квазиоптимальных параметров процесса резания, выявленных на первоначальном этапе.

Выводы

Систематический подход к моделированию и определению оптимальных/квазиоптимальных условий резания показал высокий потенциал как в улучшении качества продукции, так и в повышении производительности процесса резания. Предложенная структура оптимизации параметров процесса резания позволяет обеспечить единый, унифицированный и систематический подход к определению оптимальных/квазиоптимальных условий. Этот подход заключается в синтезе существующих методов моделирования и оптимизации. Данный подход обеспечивает гибкость выбора методов, которые можно будет наиболее эффективно использовать для решения конкретной задачи.

Данная работа выполнена в рамках проекта поддержанного грантом Российского научного фонда (РНФ) проект № 17-79-10316 «Разработка методов и алгоритмов гибридного прогностического моделирования и оптимизации лезвийной обработки зубчатых колес стандартного и специального профиля». Коллектив авторов выражает благодарность РНФ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Altintas Y., Merdol S. D. Virtual high performance milling //CIRP Annals–Manufacturing Technology. – 2007. – Т. 56. – №. 1. – С. 81–84.
2. Arrazola P. J. et al. Recent advances in modelling of metal machining processes // CIRP Annals–Manufacturing Technology. – 2013. – Т. 62. – №. 2. – С. 695–718.
3. Berglind L., Plakhotnik D., Ozturk E. Discrete Cutting Force Model for 5–Axis Milling with Arbitrary Engagement and Feed Direction //Procedia CIRP. – 2017. – Т. 58. – С. 445–450.
4. Chen M. C., Su C. T. Optimization of machining conditions for turning cylindrical stocks into continuous finished profiles //International Journal of Production Research. – 1998. – Т. 36. – №. 8. – С. 2115–2130.
5. Chen M. C., Tsai D. M. A simulated annealing approach for optimization of multi–pass turning operations //International Journal of Production Research. – 1996. – Т. 34. – №. 10. – С. 2803–2825.
6. Chowdhury K., Pratihar D. K., Pal D. K. Multi–objective optimization in turning–using GA algorithm //Journal of the Institute of Engineers (India). – 2002. – Т. 82. – С. 37–44.
7. Fang N., Jawahir I. S. An analytical predictive model and experimental validation for machining with grooved tools incorporating the effects of strains, strain–rates, and temperatures // CIRP Annals–Manufacturing Technology. – 2002. – Т. 51. – №. 1. – С. 83–86.
8. Glover F. Tabu search—part I //ORSA Journal on computing. – 1989. – Т. 1. – №. 3. – С. 190–206.
9. Hillier F. S. et al. MP Introduction to Operations Research. – 2004.
10. Jin X., Altintas Y. Prediction of micro–milling forces with finite element method //Journal of Materials Processing Technology. – 2012. – Т. 212. – №. 3. – С. 542–552.
11. Johnson R. A., Wichern D. W. Multivariate analysis //Encyclopedia of Statistical Sciences. – 2004. – Т. 8.
12. Juan H., Yu S. F., Lee B. Y. The optimal cutting–parameter selection of production cost in HSM for SKD61 tool steels //International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2003. – Т. 43. – №. 7. – С. 679–686.

13. Liu Y., Wang C. A modified genetic algorithm based optimisation of milling parameters //The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 1999. – Т. 15. – №. 11. – С. 796–799.
14. Matsumura T., Usui E. Predictive cutting force model in complex-shaped end milling based on minimum cutting energy //International Journal of Machine Tools and Manufacturing. – 2010. – Т. 50. – №. 5. – С. 458–466.
15. Montgomery D. C. Design and analysis of experiments. – John Wiley & Sons, 2017.
16. Schrader R. S. Optimization of cost and cycle time for multi-pass turning operation using GA, genetic algorithm at the University of Illinois Fall 2002. – 2003.
17. Shaji S., Radhakrishnan V. Analysis of process parameters in surface grinding with graphite as lubricant based on the Taguchi method //Journal of Materials Processing Technology. – 2003. – Т. 141. – №. 1. – С. 51–59.
18. Tamura S., Matsumura T., Arrazola P. J. Cutting force prediction in drilling of titanium alloy //Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing. – 2012. – Т. 6. – №. 6. – С. 753–763.
19. Taraman K. Multi machining output—multi independent variable turning research by response surface methodology //International Journal of Production Research. – 1974. – Т. 12. – №. 2. – С. 233–245.
20. Vosniakos G. C., Krimpenis A. Optimisation of multiple tool CNC rough machining of a hemisphere as a genetic algorithm paradigm application //The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2002. – Т. 20. – №. 10. – С. 727–734.
21. Wang X., Jawahir I. S. Recent advances in plasticity applications in metal machining: slip-line models for machining with rounded cutting edge restricted contact grooved tools // International Journal of Machining and Machinability of Materials. – 2007. – Т. 2. – №. 3–4. – С. 347–360.
22. Wang Z. G. et al. A hybrid cutting force model for high-speed milling of titanium alloys //CIRP Annals–Manufacturing Technology. – 2005. – Т. 54. – №. 1. – С. 71–74.
23. Youssef Y. A., Beauchamp Y., Thomas M. Comparison of a full factorial experiment to fractional and Taguchi designs in a lathe dry turning operation //Computers & industrial engineering. – 1994. – Т. 27. – №. 1–4. – С. 59–62.
24. Анисимов Р. В., Тарапанов А. С. Силы резания при зубодолбления колес с внутренними зубьями неэвольвентного профиля //Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2012. – №. 5. – С. 86–93.
25. Стеблецов Ю. Н., Тарапанов А. С. Определение сил резания процесса нарезания зубчатых колес передачи Новикова червячными фрезами //Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2010. – №. 5–2. – С. 31–34.
26. Стеблецов Ю. Н., Тарапанов А. С., Михайлов Г. А. Экспериментальное исследование сил резания при обработке зубчатых колес передачи Новикова //Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2011. – №. 6. – С. 95–101.

Канатников Никита Владимирович
ФГБОУ ВО «ОГУ им. И.С. Тургенева» г. Орел
кандидат технических наук, доцент кафедры
машиностроения
302026, г. Орел, ул. Комсомольская, 95
Тел.: + 7 (4862) 419895
e-mail: NKanatnikov@yandex.ru

Кожус Сергей Валерьевич
ФГБОУ ВО «ОГУ им. И.С. Тургенева» г. Орел
магистр кафедры машиностроения
302026, г. Орел, ул. Комсомольская, 95
тел.: + 7 (4862) 413295
e-mail: okozhus@mail.ru

Харламов Геннадий Андреевич
ФГБОУ ВО «ОГУ им. И.С. Тургенева» г. Орел
доктор технических наук, профессор кафедры
машиностроения
302026, г. Орел, ул. Комсомольская, 95
тел.: + 7 (4862) 419895
e-mail: NKanatnikov@yandex.ru

Пашментова Анна Сергеевна
ФГБОУ ВО «ОГУ им. И.С. Тургенева» г. Орел
аспирант кафедры машиностроения
302026, г. Орел, ул. Комсомольская, 95
тел.: + 7 (4862) 419895
e-mail: adjourn@yandex.ru

N.V. KANATNIKOV, S.V. KOZHUS, G.A. KHARLAMOV, A.S. PASHMENTOVA

STRUCTURE OF THE PROCESS OF OPTIMIZATION OF MECHANICAL TREATMENT OF METAL

Abstract. *The use of methods for optimizing machining processes allows production units to respond effectively to: competition, changing demand and increasing requirements for product quality. Optimization of metalworking processes is an important tool of a modern machine-building enterprise, necessary for systematically improving the quality of products and improving the efficiency of technological processes. Optimization involves modeling the ratio of input and output parameters and determining the optimal cutting conditions. Determining optimal cutting conditions using mathematical models is a complex research task. This article proposes a general structure for optimizing the parameters of the cutting process.*

Keywords: *cutting optimization, prognostic modeling, cutting modeling methods, optimization methods.*

BIBLIOGRAPHY

1. Altintas Y., Mardol S. D. Virtual high performance milling //CIRP Annals–Manufacturing Technology. – 2007. – Т. 56. – №. 1. – С. 81–84.

2. Arrazola P. J. et al. Recent advances in modelling of metal machining processes // CIRP Annals–Manufacturing Technology. – 2013. – T. 62. – №. 2. – C. 695–718.
3. Berglind L., Plakhotnik D., Ozturk E. Discrete Cutting Force Model for 5–Axis Milling with Arbitrary Engagement and Feed Direction // Procedia CIRP. – 2017. – T. 58. – C. 445–450.
4. Chen M. C., Su C. T. Optimization of machining conditions for turning cylindrical stocks into continuous finished profiles // International Journal of Production Research. – 1998. – T. 36. – №. 8. – C. 2115–2130.
5. Chen M. C., Tsai D. M. A simulated annealing approach for optimization of multi–pass turning operations // International Journal of Production Research. – 1996. – T. 34. – №. 10. – C. 2803–2825.
6. Chowdhury K., Pratihari D. K., Pal D. K. Multi–objective optimization in turning–using GA algorithm // Journal of the Institute of Engineers (India). – 2002. – T. 82. – C. 37–44.
7. Fang N., Jawahir I. S. An analytical predictive model and experimental validation for machining with grooved tools incorporating the effects of strains, strain–rates, and temperatures // CIRP Annals–Manufacturing Technology. – 2002. – T. 51. – №. 1. – C. 83–86.
8. Glover F. Tabu search—part I // ORSA Journal on computing. – 1989. – T. 1. – №. 3. – C. 190–206.
9. Hillier F. S. et al. MP Introduction to Operations Research. – 2004.
10. Jin X., Altintas Y. Prediction of micro–milling forces with finite element method // Journal of Materials Processing Technology. – 2012. – T. 212. – №. 3. – C. 542–552.
11. Johnson R. A., Wichern D. W. Multivariate analysis // Encyclopedia of Statistical Sciences. – 2004. – T. 8.
12. Juan H., Yu S. F., Lee B. Y. The optimal cutting–parameter selection of production cost in HSM for SKD61 tool steels // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2003. – T. 43. – №. 7. – C. 679–686.
13. Liu Y., Wang C. A modified genetic algorithm based optimisation of milling parameters // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 1999. – T. 15. – №. 11. – C. 796–799.
14. Matsumura T., Usui E. Predictive cutting force model in complex–shaped end milling based on minimum cutting energy // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2010. – T. 50. – №. 5. – C. 458–466.
15. Montgomery D. C. Design and analysis of experiments. – John Wiley & Sons, 2017.
16. Schrader R. S. Optimization of cost and cycle time for multi–pass turning operation using GA, genetic algorithm at the University of Illinois Fall 2002. – 2003.
17. Shaji S., Radhakrishnan V. Analysis of process parameters in surface grinding with graphite as lubricant based on the Taguchi method // Journal of Materials Processing Technology. – 2003. – T. 141. – №. 1. – C. 51–59.
18. Tamura S., Matsumura T., Arrazola P. J. Cutting force prediction in drilling of titanium alloy // Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing. – 2012. – T. 6. – №. 6. – C. 753–763.
19. Taraman K. Multi machining output—multi independent variable turning research by response surface methodology // International Journal of Production Research. – 1974. – T. 12. – №. 2. – C. 233–245.
20. Vosniakos G. C., Krimpenis A. Optimisation of multiple tool CNC rough machining of a hemisphere as a genetic algorithm paradigm application // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2002. – T. 20. – №. 10. – C. 727–734.
21. Wang X., Jawahir I. S. Recent advances in plasticity applications in metal machining: slip–line models for machining with rounded cutting edge restricted contact grooved tools // International Journal of Machining and Machinability of Materials. – 2007. – T. 2. – №. 3–4. – C. 347–360.
22. Wang Z. G. et al. A hybrid cutting force model for high–speed milling of titanium alloys // CIRP Annals–Manufacturing Technology. – 2005. – T. 54. – №. 1. – C. 71–74.
23. Youssef Y. A., Beauchamp Y., Thomas M. Comparison of a full factorial experiment to fractional and Taguchi designs in a lathe dry turning operation // Computers & industrial engineering. – 1994. – T. 27. – №. 1–4. – C. 59–62.
24. Anisimov, R.V., Tarapanov, A.S. Cutting forces during gear–shaping of wheels with internal teeth of an non–invasive profile // Fundamental and applied problems of engineering and technology. – 2012. – №. 5. – p. 86–93.
25. Stebletsov Yu.N., Tarapanov A.S., Mikhailov G.A. Experimental study of cutting forces in the processing of Novikov gears // Fundamental and applied problems of engineering and technology. – 2011. – no. 6. – p. 95–101.
26. Stebletsov Yu.N., Tarapanov A.S. Determination of the cutting forces of the process of cutting gears of Novikovs gear with worm mills // Fundamental and applied problems of engineering and technology. – 2010. – №. 5–2. – pp. 31–34.

Kanatnikov Nikita Vladimirovich

«OSU named after I.S. Turgenev» Orel
Cand. of Tech. Sc., Associate Professor of the
department of mechanical engineering
302026, Orel, Komsomolskaya st., 95
Ph.: + 7 (4862) 419895
E–mail: NKanatnikov@yandex.ru

Kharlamov Gennady Andreevich

«OSU named after I.S. Turgenev» Orel
Doc. of Tech. Sc.
Professor of the department of mechanical engineering
302026, Orel, Komsomolskaya st., 95
Ph.: + 7 (4862) 419895
E–mail: NKanatnikov@yandex.ru

Kozhus Sergey Valerievich

«OSU named after I.S. Turgenev» Orel
Master of the department of mechanical engineering
302026, Orel, Komsomolskaya st., 95
Ph.: + 7 (4862) 413295
e–mail: okozhus@mail.ru

Pashmentova Anna Sergeevna

«OSU named after I.S. Turgenev» Orel
graduate student of the department of mechanical
engineering engineering
302026, Orel, Komsomolskaya st., 95
Ph.: + 7 (4862) 419895
E–mail: adjourn@yandex.ru

УДК 621.791

Д.Б. СЛИНКО, А.С. ДОРОХОВ, В.А. ДЕНИСОВ, Д.А. ДОБРИН

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН ДУГОВОЙ НАПЛАВКОЙ ТВЁРДЫМИ СПЛАВАМИ

Аннотация. В работе рассмотрена технология упрочнения рабочих органов почвообрабатывающих машин электродуговой наплавкой твёрдыми сплавами. Разработаны технология и оборудование для наплавки рабочих органов износостойкими валиками по определённой схеме в автоматическом режиме.

Ключевые слова: электродуговая наплавка, износостойкость, скорость изнашивания, лемех, лапа культиватора, порошковая проволока, автоматическая установка, сварочный полуавтомат.

Введение

В процессе эксплуатации рабочие органы неравномерно изнашиваются вследствие работы в абразивной среде – почве, что снижает ресурс деталей и увеличивает затраты на их замену и обновление. Простой в работе и замена изношенных деталей на новые приводит к большим энерго- и ресурсозатратам. В связи с этим, разработка материалов повышенной износостойкости и новых эффективных технологий упрочнения рабочих органов при их изготовлении является в настоящее время актуальной задачей.

Основным методом упрочнения деталей рабочих органов почвообрабатывающих машин при их изготовлении является термическая обработка путем закалки и отпуска с нагревом ТВЧ [1–2].

Для повышения износостойкости деталей в области наибольшей интенсивности трения используют наплавку твердыми сплавами типа Сормайт–1, ПГ–С27, ФБХ6–2 и др. путем нанесения в виде обмазки или шихты с последующим оплавлением поверхности токами высокой частоты, что обеспечивает самозатачивание почворезущих рабочих органов за счет ускоренного изнашивания несущего слоя по сравнению с наплавленным. Совершенствование индукционной наплавки твердыми сплавами осуществляют в направлении уменьшения зоны отпуска несущей поверхности закаленных деталей, повышения уровня механизации и автоматизации процесса наплавки.

При восстановлении рабочих органов, почвообрабатывающих машин применяют различные виды износостойкой наплавки электродами Т–590, Т–620, порошковыми проволоками типа ПП–АН125, ПП–АН170, методы электроконтактной приварки порошковых материалов, проволоки или ленты, методы напыления с последующим оплавлением покрытий газовым пламенем, плазменную наплавку порошковыми сплавами, электроимпульсное наращивание и электроискровое легирование. На уровне экспериментальных исследований используют процессы пайки и приклеивания твердых сплавов и металлокерамики. Применяют также лазерное и плазменное модифицирование поверхности рабочих органов путем предварительного нанесения порошка износостойкого сплава для получения минимальной зоны отпуска на основном металле [3].

Наиболее универсальной технологией для нанесения износостойких покрытий является дуговая наплавка твердыми сплавами, целесообразность применения которой зависит от степени нагрева упрочняемых деталей и затрат на твердые сплавы. В связи с этим совершенствование наплавочной технологии получения самозатачивающихся лезвий и создание рабочих органов почвообрабатывающих машин повышенной долговечности путем нанесения твердых сплавов является весьма перспективным направлением повышения ресурса почворезущих рабочих органов.

Для повышения износостойкости рабочих органов, в частности, лемехов разработана технология прерывистой наплавки отдельными прямолинейными или дугообразными износостойкими валиками, ширина которых меньше расстояния между ними [4–5].

Эффективность применения разработанной технологии заключается в снижении скорости изнашивания поверхности наклонных граней за счет увеличения степени деформирования и рыхления приповерхностного контактного слоя почвы путем торможения и смятия на толщину слоя твердого сплава с последующим скалыванием частиц в направлении перемещения при напряжениях, превышающих предел прочности почвы.

Снижение нормального давления почвы на основной металл с тыльной стороны боковой поверхности наплавленных валиков приводит к образованию зон застоя почвы

(рисунок 1), в которых скорость частиц снижается до нуля, а трение приповерхностного слоя происходит по слою застойной почвы.



Рисунок 1 – Формирование застойных зон контактного слоя почвы на рабочей поверхности плужного лемеха

За зонами застоя почвы менее плотные частицы активного слоя почвы совершают смешанное относительное перемещение, включая скольжение, качение, вращение и перекачивание абразивных частиц в направлении перемещения, что уменьшает скорость изнашивания рабочей поверхности детали по её толщине.

Наплавка прямолинейных и дугообразных валиков, имеющих кольцевую или овальную форму изменяет интенсивность рыхления контактного слоя почвы в зависимости от её состояния и физико-механических свойств. Нанесение твердого сплава в виде кольцевых валиков увеличивает площадь застойных зон почвы внутри и снаружи боковой поверхности наплавленного валика, что повышает степень рыхления контактного слоя почвы за счет его многократного деформирования [5].

Схема взаимодействия наплавленной поверхности рабочей детали с почвой представлена на рисунке 2.

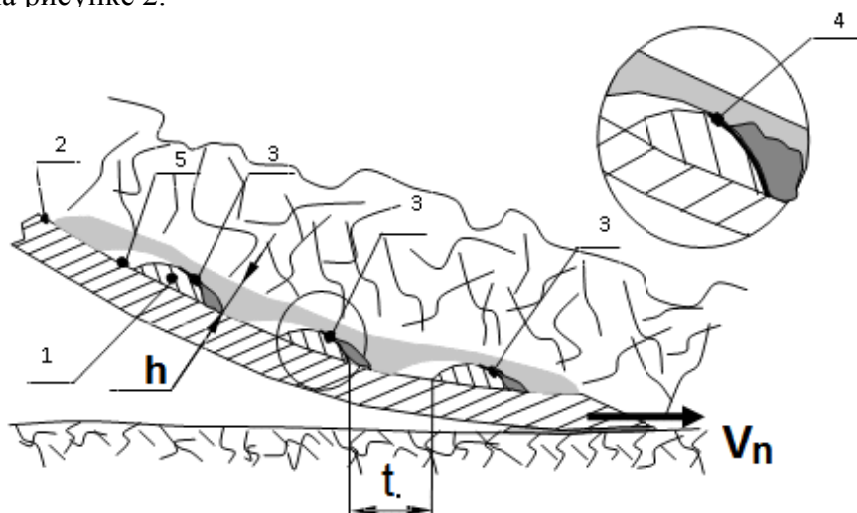


Рисунок 2 – Схема взаимодействия слоя почвы с поверхностью детали:

1 – сечение наплавленного валика; 2 – поверхность основного металла; 3 – зона торможения контактного слоя почвы; 4 – переходная зона резания и скалывания частиц; 5 – зона застоя почвенных частиц; V_n – скорость перемещения детали; h – толщина рыхления контактного слоя почвы; t – расстояние между наплавленными валиками

Использование технологии наплавки износостойкими валиками лемехов по определенной схеме позволило уменьшить скорость их изнашивания по сравнению с технологией завода – изготовителя в среднем в 2–3 раза.

По результатам ранее проведенных исследований по упрочнению лемехов наплавленными валиками было установлено, что наилучшие результаты по снижению интенсивности изнашивания обеспечивает порошковая проволока марки EnDOtec DO*30 Ø1,2мм фирмы «Eutectic Castolin» с содержанием бора(В) около 4%. Твердость наплавленных валиков при этом достигала 63–65HRC. Химический состав проволоки указан в таблице 1.

Данная технология прерывистой наплавки отдельными дугообразными валиками по определенной схеме была использована также при упрочнении лап культиваторов.

Пример схемы расположения и формы наплавленных валиков при упрочнении лап культиваторов показаны на рисунке 3.

Таблица 1 – Химический состав порошковой проволоки EnDOtec DO*30

	C	Si	Mn	B	Ni	Fe
%	0,5	0,4	1,50	4	1,50	92,10

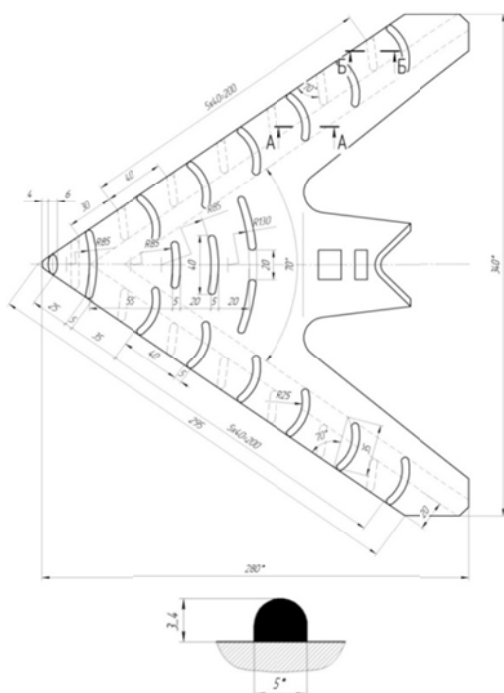


Рисунок 3 – Схема расположения и форма наплавленных валиков при упрочнении лапы культиватора

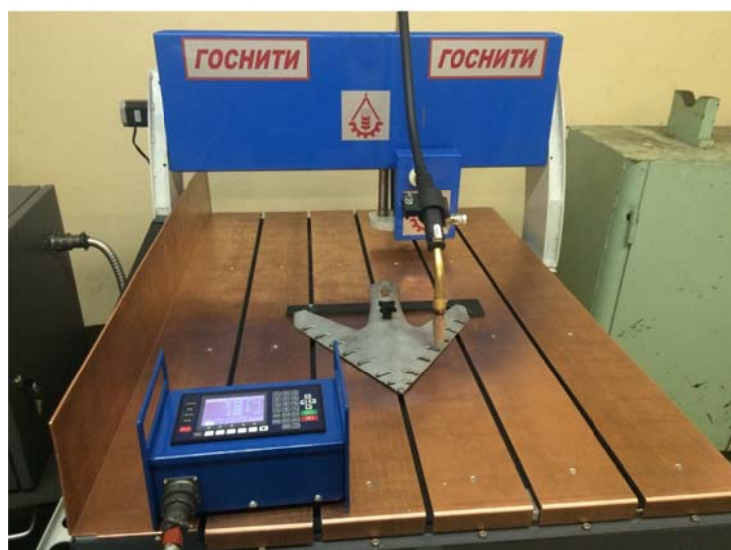


Рисунок 4 – Автоматическая установка для упрочнения деталей электродуговой наплавкой



Рисунок 5 – Наплавленная лапа культиватора



Рисунок 6 – Наплавленный плужный лемех

При упрочнении лемехов и лап культиваторов наплавкой износостойкими валиками был использован сварочный полуавтомат инверторного типа с синергетическим управлением

марки PROFARC AMIG350P, а также установка, работающая в автоматическом режиме по заданной программе в соответствии со схемой расположения валиков. Данная установка была изготовлена в ФГБНУ «ГОСНИТИ» (рисунок 4).

Наплавленные лапа культиватора и лемех представлены на рисунках 5 и 6 соответственно.

Универсальность метода и конструкция автоматической установки для наплавки позволяет упрочнять лемеха и лапы культиваторов разных типоразмеров, а также позволяют переналаживать оборудование под другой тип деталей. Использование метода нанесения на рабочую поверхность износостойких валиков электродуговой наплавкой с использованием автоматической установки позволяет внедрить эту технологию для упрочнения лап и лемехов разных типоразмеров и других рабочих органов в крупносерийное или массовое производство.

Выводы

1. Анализ различных способов восстановления и упрочнения рабочих органов показал, что одним из перспективных направлений упрочнения рабочих органов является наплавка твердыми сплавами их рабочей поверхности износостойкими валиками по определенной схеме.

2. Упрочнение рабочих органов дуговой наплавкой валиками по определенной схеме проволокой с высоким содержанием бора (до 4%) обеспечивает повышение их износостойкости и, как следствие, увеличение ресурса работы.

3. Применение различных схем упрочнения рабочих органов валиками наиболее целесообразно при использовании средств автоматизации и компьютерных технологий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лялякин В. П., Соловьев С.А., Аулов А.В. Упрочнение и восстановление деталей почвообрабатывающих машин сварочно-наплавочными методами (обзор)/ Свароч. про-во, №7, 2014, С.32–36.
2. Сенчишин В.С., Пулька Ч.В. Современные методы наплавки рабочих органов почвообрабатывающих и уборочных сельскохозяйственных машин (обзор)/ Автомат. сварка №9, 2012, С.43–54.
3. Козаровец Н.В., Бетень Г.Ф., Анискович Г.И., Гордиенко А.И., Голубев В.С., Давидович А.Н. Инновационные технологии упрочнения деталей сельскохозяйственной техники// Сборник докладов XII Международной научно-технической конференции 10–12 сентября 2012, г. Углич «Модернизация сельскохозяйственного производства на базе инновационных машинных технологий и автоматизированных систем». 2012, С. 219–228.
4. Ожегов Н.М., Капошко Д.А., Будко С.И. Методы снижения изнашивающей способности почвы при трении деталей почвообрабатывающих машин// Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. № 13, 2009, С. 132–133.
5. Ожегов Н.М., Ружьев В.А., Капошко Д.А., Соловьев С.А., Лялякин В.П., Слинко Д.Б. Повышение ресурса рабочих органов почвообрабатывающих машин на основе совершенствования наплавочных технологий// Труды «ГОСНИТИ», Т.121, 2015, С.273–281.
6. Слинко Д.Б., Варламова Л.Д., Некрасов Д.М. Упрочнение рабочей поверхности лап культиваторов электродуговой наплавкой износостойкими валиками// Труды «ГОСНИТИ», Т.124, 2016, С.118–123.

Слинко Дмитрий Борисович

Московский технический университет им. Н.Э. Баумана
к.т.н., доцент кафедры МТ13 «Технологии обработки материалов»,
заведующий лабораторией «Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный научный агроинженерный центр “ВИМ”»,
8 (910) 440–49–64,
maks52@inbox.ru,

Денисов Вячеслав Александрович

Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный научный агроинженерный центр “ВИМ”»
д.т.н., профессор
8 (985) 722–17–48,
va.denisov@mail.ru

Дорохов Алексей Семёнович

Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный научный агроинженерный центр “ВИМ”»
д. т. н., профессор
8 (926) 559–91–28,
dorochov@grau-msha.ru

Добрин Дмитрий Александрович

Московский технический университет им. Н.Э. Баумана
бакалавр кафедры МТ13 «Технологии обработки материалов»,
инженер, «Федеральное государственное бюджетное научное учреждение «Федеральный научный агроинженерный центр “ВИМ”»,
8 (916) 129–29–24,
baks245@mail.ru

D.B. SLINKO, A.S. DOROHOV, V.A. DENISOV, D.A. DOBRIN

INCREASE OF WEAR-RESISTANCE OF WORKING BODIES OF SOIL-PROCESSING MACHINES BY ARC WELDING BY SOLID ALLOYS

Abstract. *In work the technology of hardening of working organs of soil-cultivating machines by an electric arc surfacing by firm alloys is considered. The technology and equipment for surfacing the working parts with wear-resistant rolls have been developed according to a certain scheme in the automatic mode.*

Keywords: *electric arc surfacing, wear resistance, wear rate, share, cultivators paw, flux-cored wire, automatic machine tool, semi-automatic welding.*

BIBLIOGRAPHY

1. Lyalyakin V.P., Soloviev S.A., Aulov A.V. Hardening and restoration of parts of soil-cultivating machines by welding-surfacing methods (review) / Svaroch. pro-in, № 7, 2014, C.32–36.
2. Senchishin V.S., Pulka CH.V. Modern methods of surfacing the working organs of soil-cultivating and harvesting agricultural machines (review) / Avtomat welding №9,2012, C.43–54.
3. Kozarovets N.V., Betenya G.F., Aniskovich G.I., Gordienko A.I., Golubev V.S., Davidovich A.N. Innovative technologies of hardening of parts of agricultural machinery // Collected papers of the XII International Scientific and Technical Conference 10–12 September 2012, Uglich "Modernization of agricultural production on the basis of innovative machine technologies and automated systems." 2012, pp. 219–228.
4. Ozhegov N.M., Kaposhko D.A., Budko S.I. Methods of reducing the wearability of soil in the friction of parts of soil-cultivating machines // Izvestiya of the St. Petersburg State Agrarian University. No. 13, 2009, pp. 132–133.
5. Ozhegov N.M., Ruzhyev V.A., Kaposhko D.A., Soloviev S.A., Lyalyakin V.P., Slinko D.B. Increase of the resource of working organs of soil-cultivating machines on the basis of perfection of surfacing technologies // Proceedings of "GOSNITI", T.121, 2015, C.273–281.
6. Slinko D.B., Varlamova L.D., Nekrasov D.M. Hardening of the working surface of cultivators paws by electric arc welding with wear-resistant rollers // Proceedings of GOSNITI, T.124, 2016, P.118–123.

Slinko Dmitry Borisovich

Candidate of Technical Sciences, assistant professor
MT13 "Material Processing Technologies", Bauman
Moscow State Technical University,
Laboratory director Federal State Budget Scientific
Institution "Federal Scientific Agroengineering Center
"VIM",
8 (910) 440–49–64,
maks52@inbox.ru

Dorokhov Alexey Semyonovich

Doctor of Technical Sciences, professor,
Federal State Budget Scientific Institution "Federal
Scientific Agroengineering Center "VIM",
8 (926) 559–91–28,
dorochoy@grau-msha.ru

Denisov Vyacheslav Alexanrovich

Doctor of Technical Sciences, professor,
Federal State Budget Scientific Institution "Federal
Scientific Agroengineering Center "VIM",
8 (985) 722–17–48,
va.denisov@mail.ru

Dobrin Dmitry Alexandrovich

graduated student,
bachelor MT13 "Material Processing Technologies"
Bauman Moscow State Technical University,
engineer, Federal State Budget Scientific Institution
"Federal Scientific Agroengineering Center VIM",
8 (916) 129–29–24,
baks245@mail.ru

МАШИНОВЕДЕНИЕ И МЕХАТРОНИКА

УДК 621.81

С.В. МАЙОРОВ, Н.Н. МАХОВА

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АКТИВНОГО МАГНИТНОГО ПОДШИПНИКА НА ОСНОВЕ КОНЕЧНО–ЭЛЕМЕНТНОГО ПОДХОДА

Аннотация. В статье рассмотрен активный магнитный подшипник (АМП), который входит в состав лабораторного комплекса по испытанию динамики роторов. В частности предложена математическая модель активного магнитного подшипника, основанная на уравнениях Максвелла в магнитоэлектростатической постановке с учетом нелинейных магнитных свойств материалов. Решение сформулированной задачи осуществляется на основе метода конечных элементов. В результате решения полученные характеристики электромагнитного поля используются для оценки интегральных характеристик активного магнитного подшипника. Предложенная методика, позволяет с высокой степенью оценить интегральные характеристики активного магнитного подшипника и на их основе произвести настройку системы управления активным магнитным подшипником, обеспечивающую устойчивые режимы работы роторной системы.

Ключевые слова: активный магнитный подшипник, метод конечных элементов, уравнения Максвелла, статический анализ

Введение

В настоящее время в насосных агрегатах транспортных газовых систем в качестве опор роторов все более широкое применение находят активные магнитные подшипники [1]. Применение активных магнитных подшипников в качестве опор роторных систем газотранспортного оборудования сопряжено со сложностями настройки системы управления. Для определения параметров системы управления активными магнитными подшипниками, необходимо идентифицировать их электротехнические характеристики, такие как индуктивности обмоток и зависимости создаваемых усилий от кинематических параметров ротора и токов в обмотках катушек электромагнитов. На этапе введения в эксплуатацию готового подшипника измерение указанных характеристик практически невозможно, а применяемые методики расчетов носят оценочный характер и не учитывают множество важных факторов.

Существующие на сегодняшний день аналитические методы расчета сил в активных магнитных подшипниках имеют как преимущества, так и недостатки [2–4]. Недостатки подобного подхода связаны с ухудшением получаемых результатов в случае, когда геометрия изучаемого объекта усложняется. Это делает актуальным использование численных методов решения задачи.

Основная часть

Модель исследуемого радиального активного подшипника представлена на рисунке 1.

Расчет магнитного поля, создаваемого электромагнитом, заключается в нахождении вектора магнитной индукции \vec{B} и вектора напряженности магнитного поля \vec{H} во всех точках пространства.

Поскольку при решении задачи рассматривается только статический случай, используются уравнения Максвелла:

$$\nabla \times \vec{H} = \vec{J}, \quad (1)$$

$$\nabla \cdot \vec{B} = 0, \quad (2)$$

где \vec{J} – плотность распределения токов.

В соответствии с (2), существует магнитный векторный потенциал \vec{A} такой, что

$$\vec{B} = \nabla \times \vec{A} \quad (3)$$

и

$$\nabla \times \left(\frac{1}{\mu} \nabla \times \bar{A} \right) = \bar{J}. \quad (4)$$

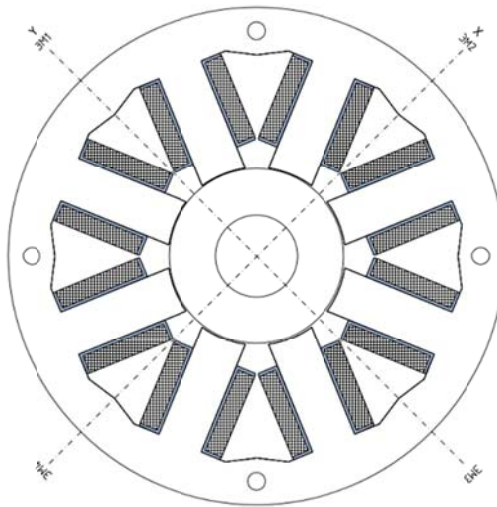


Рисунок 1 – Модель радиального активного магнитного подшипника

В общем случае для трехмерной модели вектор \bar{A} содержит три компонента, однако в рамках данной работы рассматривается двумерная модель. Для плоской задачи предполагаем, что направление векторного магнитного потенциала, равно как и направление вектора тока, параллельно оси z , что значит

$$\bar{A} = (0; 0; A_z); \quad (5)$$

$$\bar{J} = (0; 0; J_z). \quad (6)$$

Соответственно, уравнение можно упростить к скалярному эллиптическому дифференциальному уравнению в частных производных [5]:

$$-\nabla \cdot \left(\frac{1}{\mu} \nabla \cdot A_z \right) = J_z \quad (7)$$

На основании уравнений 3, 7 а также уравнения

$$\bar{B} = \mu \bar{H} \quad (8)$$

можно вычислить вектора магнитной индукции B и вектора напряженности магнитного поля H .

Одной из основных целей расчета АМП является нахождение электромагнитной силы для поднятия ротора в подшипнике. Ее мы можем рассчитать, используя понятие тензора Максвелла T [6], матричная форма записи которого в двумерной постановке может быть представлена в виде:

$$T = \begin{bmatrix} \frac{1}{2}(B_x^2 - B_y^2) & B_x B_y \\ B_x B_y & \frac{1}{2}(B_y^2 - B_x^2) \end{bmatrix}, \quad (9)$$

где B_x и B_y – проекции вектора магнитной индукции на оси x и y соответственно.

Выражение для определения электромагнитной силы имеет вид:

$$\bar{F} = \frac{1}{\mu_0} \oint_s T \cdot \bar{n} ds, \quad (10)$$

где s – контур ограничивающий ротор; \bar{n} – вектор единичной внешней нормали к контуру s ; μ_0 – абсолютная магнитная проницаемость воздуха.

Вычисления производились в системе MatLAB. На модель радиального магнитного подшипника накладывается конечноэлементная сетка (рисунок 2), после чего

осуществляется решение дифференциальных уравнений, описанных ранее. Для различных значений тока, протекающего в катушках, и смещения ротора относительно центра, можно произвести вычисление характеристик магнитного поля (рисунок 3,4) и найти электромагнитные силы, действующие на ротор (рисунок 5–8).

Таблица 1 – Характеристики исследуемой лабораторной установки

Номинальный воздушный зазор	0,5 мм
Внутренний радиус статора	64 мм
Внешний радиус статора	82 мм
Внутренний радиус ротора	30 мм
Внешний радиус ротора	45 мм
Ширина магнитопровода статора	18 мм
Максимальный ток	5,5 А

Вычислительный эксперимент включает следующие этапы:

1) На полюсе ЭМ1 изменяем ток от 0 до 5 А, вычисляя в каждом случае значения матриц A_z , B , H , а также значение силы F , действующей на электромагнитный подвес. Для визуализации матриц A_z , B и H на рисунках 2(б) и 3 представлены распределение значений данных матриц в случае максимального тока $I_{эм1} = 5$ А. Зависимость силы F от силы тока представлена на рисунке 4.

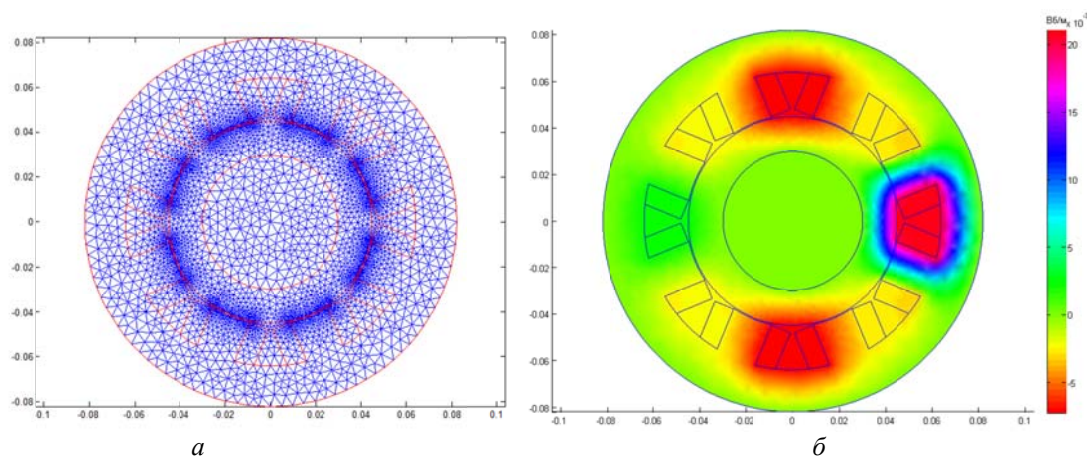


Рисунок 2 – а) Модель АМП с конечноэлементной сеткой; б) Компонента векторного магнитного потенциал A_z

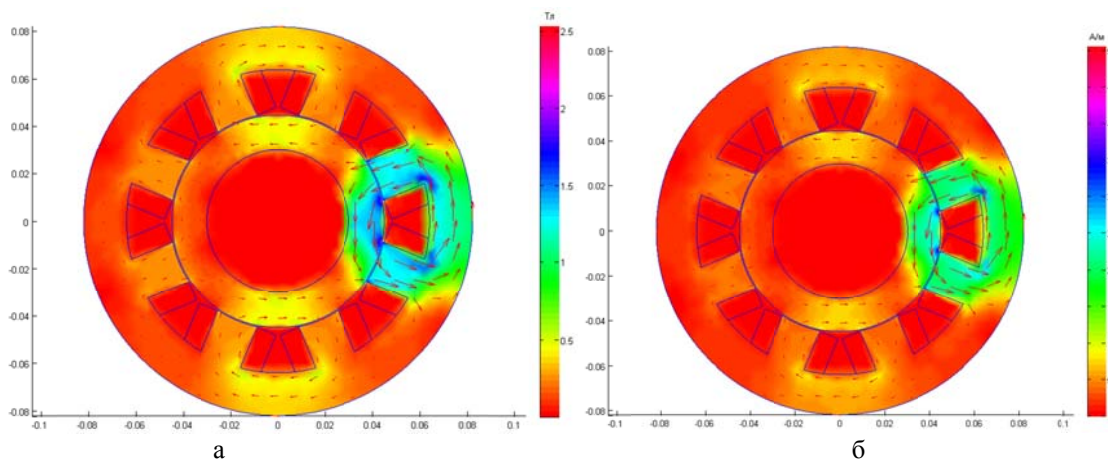


Рисунок 3 – а) Индукция магнитного поля B ; б) Напряженность магнитного поля H

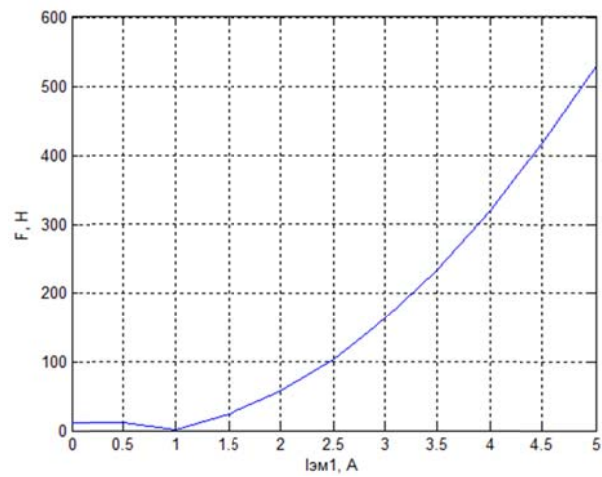


Рисунок 4 – Зависимость силы F , действующей на магнитный подвес, от силы тока на полюсе ЭМ1

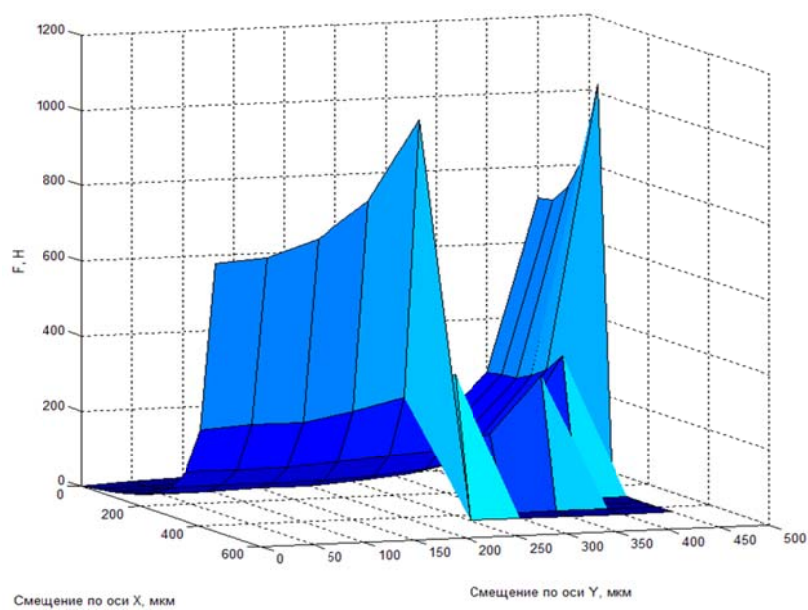


Рисунок 5 – Зависимость силы F , действующей на магнитный подвес, от смещения центра ротора по осям X и Y

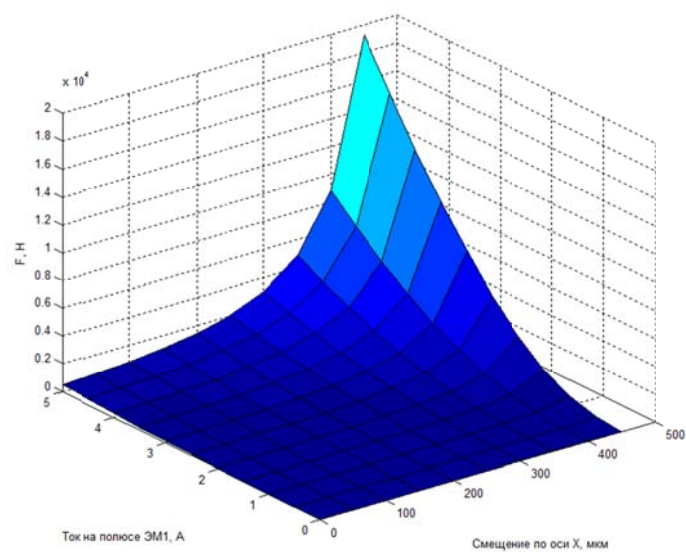


Рисунок 6 – Зависимость силы F , действующей на магнитный подвес, от силы тока на полюсе ЭМ1, а также от смещения центра ротора по оси X

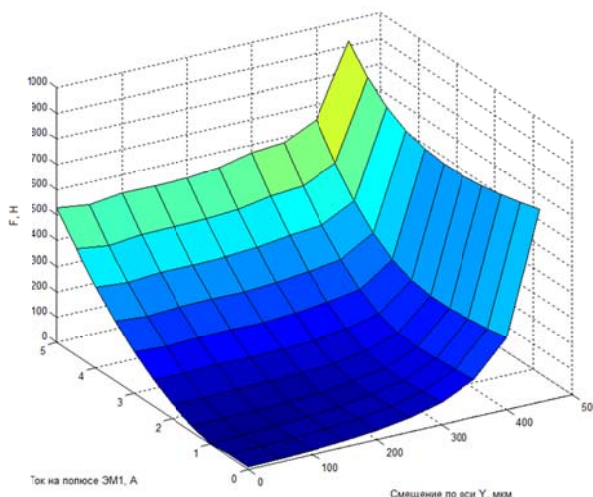


Рисунок 7 – Зависимость силы F , действующей на магнитный подвес, от силы тока на полюсе ЭМ1, а также от смещения центра ротора по оси Y

- 2) Осуществляем смещение ротора по осям X и Y , производя для каждого случая те же вычисления, что и в п.1 (рисунок 5).
- 3) Смещаем ротор по оси X , а также изменяем значения тока на полюсе ЭМ1. Для каждого случая осуществляем те же вычисления, что и п.1 (рисунок 6).
- 4) Смещаем ротор по оси Y , а также изменяем значения тока на полюсе ЭМ1. Для каждого случая осуществляем те же вычисления, что и п.1 (рисунок 7).

Заключение

На основании полученных данных можно сделать выводы относительно распределения магнитного поля в системе, вычислить силы, действующие на ротор, и некоторые другие характеристики исследуемой системы. В дальнейшем результаты могут быть использованы для решения динамической задачи.

Статья подготовлена в рамках выполнения государственного задания №9.2952.2017/ПЧ и проекта РНФ №16–19–00186.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поляхов, Н.Д. Обзор способов практического применения активных магнитных подшипников / Н. Д. Поляхов, А. Д. Стоцкая // Научное приборостроение. – 2012. – №4. – с. 5–18.
2. Журавлёв, Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. / Ю.Н. Журавлёв – СПб.: Политехника. – 2003. – 206 с.
3. Стоцкая, А.Д. Разработка и исследование математической модели электромагнитных процессов в радиальных активных магнитных подшипниках // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – № 5 – с. 153 – 164
4. Allag H. Movement Consideration for Analytical and Numerical Magnetic Forces of Rotating Magnetic Bearing / H. Allag, S. Menaci, M.E.H. Latreche, M.R. Mekideche, N. Ikhlef // International Journal of Electrical and Power Engineering. – №1(3). – 2007. – P. 363–367.
5. Tomcikova, I. Elastomagnetic sensor field determination using MATLAB / I. Tomcikova I., D. Spaldonova // Acta Electrotechnica et Informatica. – 2007. – №. 3. – P. 1–4.
6. Иродов, И.Е. Основные законы электромагнетизма: Учеб. пособие для вузов / И.Е. Иродов – М.: Высш. шк.. 1983. – 279 с., ил.

Майоров Сергей Владимирович

ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева», г.Орел
Доцент кафедры «Мехатроника, механика и робототехника»
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел. 89103098250
E-mail: sergeyostu@yandex.ru

Махова Наталья Николаевна

ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева», г.Орел
Аспирант, стажер–исследователь ПНИЛ
«Моделирование гидромеханических систем»
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел. 89202837592
E-mail: natalya.makhoval@yandex.ru

S.V. MAJOROV, N.N. MAKHOVA

PARAMETRIC MODEL OF ACTIVE MAGNETIC BEARING ON THE BASIS OF THE FINITE ELEMENT APPROACH

Abstract. *The article describes the active magnetic bearing (AMB), which is part of the laboratory rig for rotor dynamics testing. In particular, a mathematical model of an active magnetic bearing is given, based on Maxwells equations in a magnetostatic formulation, taking into account the nonlinear magnetic properties of materials. The solution of the formulated problem is carried out on the basis of finite element method. As a result of the solution, the obtained characteristics of electromagnetic field are used to estimate the integral characteristics of the active magnetic bearing. The proposed method allows a high degree of assessment of the integral characteristics of an active magnetic bearing and, on their basis, adjusting active magnetic bearing control system, ensuring stable operating conditions of the rotor system.*

Keywords: *active magnetic bearing, finite element method, Maxwells equations, steady-state analysis.*

BIBLIOGRAPHY

1. Polyakhov, N.D., Stotckaya A.D. Review of methods for practical application of active magnetic bearings // Nauchnoe Priborostroenie. – 2012. – №4. – pp. 5–18.
2. Zhuravlev, Yu. N. Active magnetic bearing: Theory, design, practice// St.-Pt: Polytechnika. – 2003. – 206 p.
3. Stotckaya, A.D. Development and study of a mathematical model of electromagnetic processes in radial active magnetic bearings // Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya. – 2013. – № 5. – pp. 153–163
4. Allag, H. Movement Consideration for Analytical and Numerical Magnetic Forces of Rotating Magnetic Bearing / H. Allag, S. Menaci, M.E.H. Latreche, M.R. Mekideche, N. Ikhlef // International Journal of Electrical and Power Engineering. – №1(3). – 2007. – pp. 363–367.
5. Tomcikova, I. Elastomagnetic sensor field determination using MATLAB / I. Tomcikova I., D. Spaldonova // Acta Electrotechnica et Informatica. – 2007. – №. 3. – P. 1–4.
6. Irodov, I.E. Basic principal of electromagnetism //Moscow: Vyshaya shkola, 1983 – 279 p.

Majorov Sergey Vladimirovich

Federal State–Funded Educational Institution of Higher Education «Orel State University named after I.S. Turgenev», Orel
Ass. professor «Mechatronics, mechanics and robotics»
302020, Orel, Naugorskoe sh., 29
Phone: 89103098250
E–mail: sergeyostu@yandex.ru

Makhova Natalya Nikolaevna

Federal State–Funded Educational Institution of Higher Education «Orel State University named after I.S. Turgenev», Orel
Postgraduate student
302020, Orel, Naugorskoe sh., 29
Phone: 89202837592
E–mail: natalya.makhova1@yandex.ru

А.Ю. РОДИЧЕВ, А.С. ФЕТИСОВ, Н.В. ТОКМАКОВ, А.В. КОРНАЕВ

МОДУЛЬ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРНО–ВЯЗКОСТНОГО КЛИНА НА ТРЕНИЕ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

Аннотация. В статье представлена элементная база экспериментального модуля для исследования влияния вязкостно–температурного клина на характеристики подшипника скольжения. Рассмотрены технический состав установки, гидравлическая и информационно–измерительная системы. Показаны результаты экспериментальных исследований по влиянию положения питающих камер на характеристики работы подшипника.

Ключевые слова: экспериментальный модуль, разделение потоков, температурно–вязкостный клин, подшипник скольжения, гидроаккумулятор, амплитуда виброперемещений.

Введение

Исследование напорно–сдвиговых течений вязких жидкостей является одной из задач гидродинамики и имеет прикладное значение. Примерами служат течения жидкостей в уплотнительных и опорных элементах роторных машин, имеющих широкое применение в машиностроительной, металлургической отрасли, а также в авиа– и ракетостроении, где к таким элементам предъявляют особые требования надежности и долговечности [1]. Статистика отказов, связанных с потерей герметичности, при эксплуатации гидравлических систем самолетов составляет около 60%. При этом такой же процент выходов из строя узлов ракетных двигателей связан с уплотнительными элементами [2]. Принимая во внимание то, что процессы течения в таких каналах характеризуются высокими скоростями, перепадами давления и температуры, а также учитывая, что движущаяся жидкость может быть взрывоопасной или химически агрессивной, необходимость изучения и прогнозирования поведения таких течений является важной научной проблемой. В большей части исследований такие задачи мало изучены. В нашем случае ротор на подшипниках скольжения представляет собой сложную многофакторную управляемую систему с высокой степенью воспроизводимости. Проведение экспериментальных исследований имеет главной своей целью проверку адекватности разработанных и использованных теоретических моделей и алгоритмов при расчете опорных узлов.

К управляющим факторам, определяющим поведение исследуемого объекта (ротора) относятся как конструктивные и геометрические характеристики ротора (его инерционные и упругие свойства, число и расположение опор и т.д.) и подшипника (тип, длина и диаметр, форма камер, зазор и т.д.), так и рабочие параметры динамического процесса (скорость вращения ротора ω , статическая mg и динамическая $m\Delta\omega^2$ нагрузки, плотность ρ и вязкость μ смазочного материала, давление p_0 и температура T_0 его подачи и другие параметры.

Управляемыми параметрами (функциями отклика), характеризующими работоспособность эффективность роторно–опорного узла с динамической точки зрения, являются: амплитудно–частотные характеристики, границы устойчивости, динамические коэффициенты смазочного слоя и т.д. При проведении эксперимента в первую очередь в качестве выходных параметров выступали радиальные перемещения цапф (e_x и e_y), на основании которых строятся траектории движения амплитудно–частотные характеристики, и границы устойчивости движения испытуемого ротора. Учитывая огромную трудоемкость и стоимость проведения экспериментальных исследований по изучению влияния всех факторов, определяющих динамику ротора, ограничиваем их число лишь основными, среди которых: статическая и динамическая нагрузки; частота вращения ротора; давление и температура подачи смазочного материала. Диапазоны измерения этих параметров должны определяться рабочими характеристиками специально спроектированного модуля

экспериментальной установки для исследования влияния температурно–вязкостного клина на трение в подшипниках скольжения.

Исследованию характеристик подшипников жидкостного трения и уплотнений в неизотермической постановке, учитывают только теплообмен за счет теплопроводности или с учетом конвекции, считая, что все тепло уносится смазкой, а уравнение энергии осредняется по толщине слоя [3]. Однако, как будет показано далее такое допущение справедливо в узком диапазоне факторов, например, при небольших скоростях вращения, или для маловязких жидкостей. В противном случае перенос тепла происходит за счет внутреннего трения и вынужденной конвекции. В рамках неизотермической постановки задачи в данной работе теоретически показана возможность повышения несущей способности смазочного слоя за счет создания, так называемого, температурного клина. Исследование этого эффекта берет начало с экспериментов в 1946 году [4], в результате которых был обнаружен эффект возникновения несущей способности в упорных подшипниках с параллельными пластинами. Позднее этот эффект был объяснен в большей мере термическим расширением деталей подшипника, а в исследованиях [5] показано, что для получения значительной несущей способности необходимы большие градиенты.

Основная часть

Экспериментальный модуль для исследования влияния температурно–вязкостного клина на трение в подшипниках скольжения является чрезвычайно сложным по своей конструктивной основе устройством. Поэтому при его создании невозможно обойтись без такого этапа проектирования, как компоновка. При проектировании трудно разграничить отдельные составляющие процесса компоновки. Это предполагает рассмотрение вопросов, связанных с художественным конструированием и практическим выполнением модуля. Первоначальная компоновка зависит от учета места, которое будет занимать модуль экспериментальной установки, расположения и типа испытываемых подшипников скольжения. Первоначальная компоновка будет определять поиск конструктивного решения. В дальнейшем она может корректироваться.

Компоновочная схема модуля экспериментальной установки для исследования влияния температурно–вязкостного клина на трение в подшипниках скольжения представлена на рисунке 1.

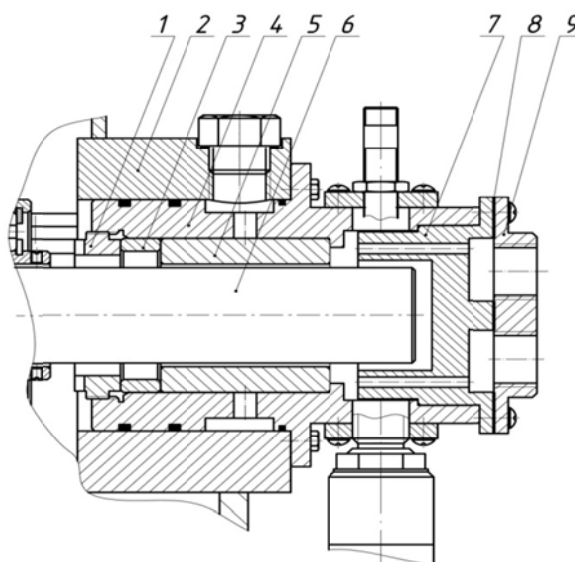
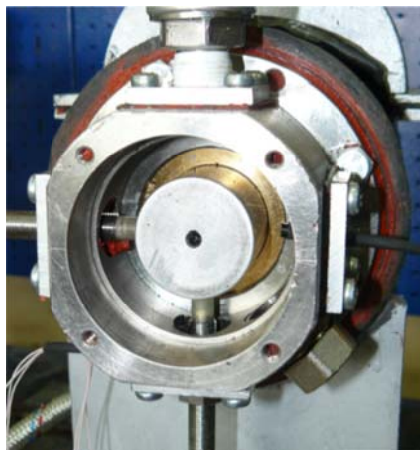


Рисунок 1 – Компоновочная схема модуля экспериментальной установки:

1 – гайка; 2 – корпус установки; 3 – проставка; 4 – подшипниковый узел; 5 – подшипник скольжения;
6 – ротор; 7 – рассекатель; 8 – прокладка; 9 – крышка перемычка

В состав модуля экспериментальной установки для исследования влияния температурно–вязкостного клина на трение в подшипниках скольжения входит – подшипниковый узел 4, внутри которого находится подшипник скольжения 5 прижатый к торцу корпуса постановкой 3 и зафиксированный гайкой 1. С другой стороны, в

подшипниковый узел устанавливается рассеиватель 7, который прижимается и фиксируется крышкой 9, между ними для герметизации устанавливается прокладка 8. Рассекатель 7, прокладка 8 и крышка 9, образует разборный узел, в котором внутренне пространство между рассекателем и крышкой делится пополам, при этом каждая половина изолирована друг от друга и имеет отдельный «вход», находящийся в крышке. «Вход» в крышке выполнен в виде резьбовых отверстий для дальнейшего подсоединения фитингов. Взаимное расположение деталей роторного узла, а именно вала относительно подшипника скольжения, датчиков перемещения и температуры показаны на рисунке 2,а. Вид устройства для разделения потоков представлено на рисунке 2,б.



а



б

Рисунок 2 – Устройство подшипникового узла:

а – взаимное расположение элементов подшипникового узла,
б – устройство для разделения разнотемпературных потоков

Для получения и обработки экспериментальных данных была разработана информационно–измерительная система (рисунок 3). ИИС собрана на основе USB шасси NI CDAQ, в состав которого входят заменяемые модули аналогового входа и выхода. При помощи данной информационно–измерительной системы можно получить данные о виброперемещениях (вихретоковый датчик AE051.00.07), температуре (LM135Z), расходе смазочного материала (расходомер YF–S201), а также данные с датчиков частоты вращения и давления. При помощи модуля аналогового выхода можно варьировать управляющим напряжением сервоклапанов (EV260B). В состав ИИС входят 6 датчиков температуры, 4 из которых установлены в полости смешивания смазочных материалов, а 2 – в каналах подачи.

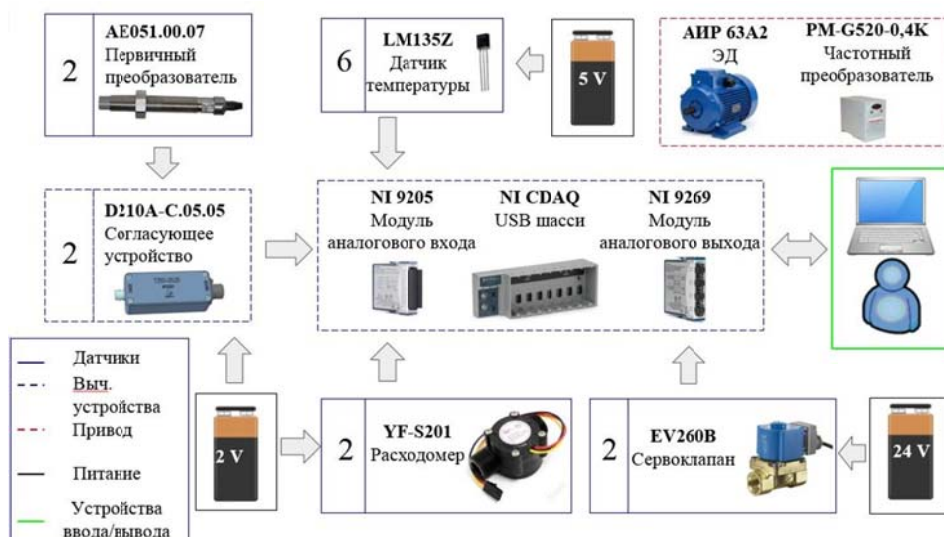


Рисунок 3 – Информационно–измерительная система экспериментального стенда

В составе ИИС сервоклапаны и расходомеры связаны в встроенную систему управления с обратной связью и ПИД-регулятором. Данная система управления поддерживает заданный пользователем расход. Необходимость данной системы обусловлена колебаниями давления смазочного материала в гидравлической системе.

Для проведения экспериментальных исследований подшипника жидкостного трения с многозонной подачей смазочных материалов возникла необходимость разработать новую принципиальную гидравлическую схему подвода смазочной материала в зону работы подшипника скольжения. При этом смазочный материал должен иметь разную температуру и не смешиваться до момента его подачи в зону работы подшипника скольжения. Разработанная принципиальная гидравлическая схема подачи смазочного материала и ее компоненты представлены на рисунке 4.

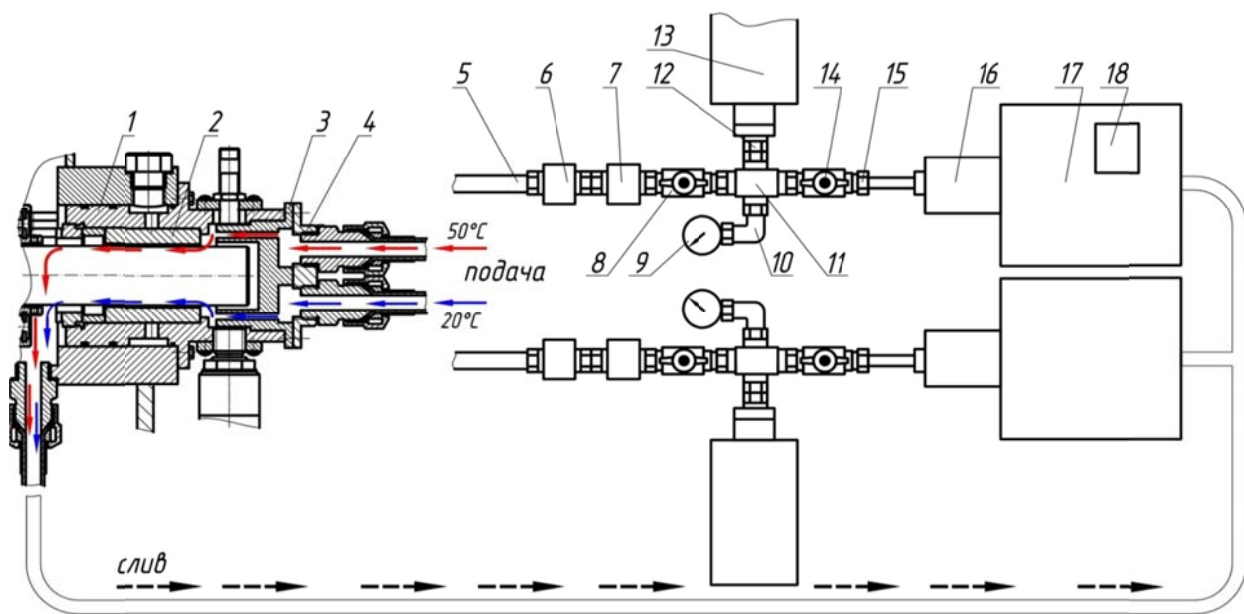


Рисунок 4 – Принципиальная гидравлическая схема

Подача смазочного материала в экспериментальный модуль для исследования влияния температурно-вязкостного клина на трение в подшипниках скольжения согласно представленной гидравлической схеме происходит следующим образом. В качестве емкости для хранения смазочного материала используем два бака 17, в одном из которых для нагрева смазочного материала до нужной температуры имеется специальное устройство 18. Принцип работы заключается в следующем, смазочный материал с определенной температурой из бака 17 под давлением (электронасос 16) по гибкой проводке 15 порождая через проходной кран 14 поступает в четырех сторонний фитинг 11 на одном конце которого с помощью углового фитинга 10 утановлен монументр 9, для контроля давления в системе, далее смазочный материал поступает в через муфту 12 в гидроаккумулятор 13, далее через проходной кран 8 подходит к пропорциональнй электромагнитный клапану 7 и расходомеру 6 далее через гибкую проводу 5 поступает в камеру крышки 4, далее через рассекатель 3 в рабочую зону подшипнику скольжения 2 подшипникового узла 1. Слив отработавшее рабочей жидкости происходит через два выхода из корпуса установки, которые соединены гибкой подводкой с распределительным латунным колектором, пройдя через колектор отработанный смазочный материал попадает в гибкую проводку а затем из нее в бак.

Установка работает следующим образом. В гидроаккумуляторы под давлением 0,5 Мпа нагнетается смазочный материал, нагретый до разной температуры (рисунок 4). В данном случае гидроаккумуляторы служат как источник смазочного материала для проведения «тихого» эксперимента. Необходимость проведения «тихого» экспримента обусловлена тем, что насосы создают паразитные вибрации на коспусе подшипникового узла.

После подготовки гидроаккумуляторов открываются предохранительные механические вентили. Исследователь указывает в программе управления необходимую характеристику расхода через каждый сервоклапан. После начала эксперимента запускается двигатель, вращающий вал экспериментального стенда. Затем открываются сервоклапаны. Смазочный материал из двух гидроаккумуляторов, обладающий разной температурой, попадает в полость между разделяющим устройством и зазором подшипника скольжения. Смешивание происходит как в данной полости, так и в зазоре. В память компьютера записываются экспериментальные данные о расходе, виброперемещениях, давлении, температуре и частоте вращения. После окончания записи останавливается двигатель, сервоклапаны закрываются при помощи соответствующей команды системы управления.

На данном стенде были проведены экспериментальные исследования по влиянию расположения питающих камер на характеристики работы подшипникового узла. Позиции, в которых находилось устройство, разделяющее потоки жидкости, показаны на рисунке 5. Ориентация плоскости разделения потоков в вертикальной или горизонтальной плоскости связана с расположением винтов крепления крышки к корпусу.

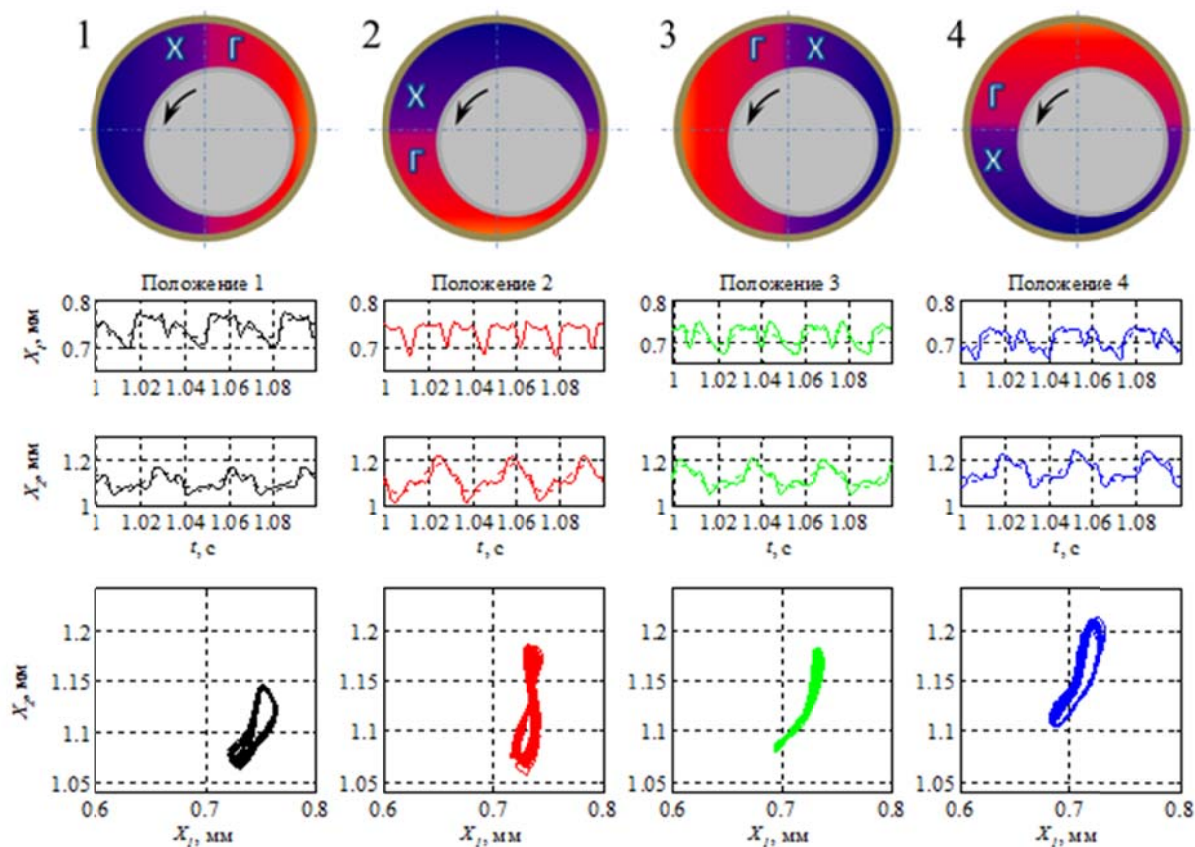


Рисунок 5 – Результаты экспериментальных исследований

Эксперимент состоял из 19 рандомизированных параллельных опытов. Рандомизация проведения опытов состояла в получении номера каждого последующего положения при помощи рандомной функции. Недостатком данного вида рандомизации можно считать разное количество проведенных опытов для каждого положения.

Результаты экспериментальных исследований представлены на рисунке 5. По проведенным поле обработки данных было выяснено, что в первом положении амплитуда виброперемещений меньше на 10% по сравнению с другими положениями. Также можно отметить отклонение формы траектории от овальной формы во всех случаях. Предполагается, что данное явление связано с возникновением температурного клина при смешивании потоков смазочных материалов в зазоре подшипника. Таким образом, можно утверждать о влиянии данного эффекта на работу подшипника скольжения.

Статья подготовлена в рамках выполнения гранта Президента РФ №14.Z56.17.1643–МК «Влияние реологических и тепловых эффектов в смазочном слое на рабочие характеристики подшипников жидкостного трения высокоскоростных роторов» (разработка модуля экспериментальной установки для разделения потоков смазочной среды, гидравлической системы, информационно-измерительной системы, проведение экспериментальных исследований), а также проекта Министерства образования и науки Российской Федерации № 9.2952.2017/4.6 «Создание многофункционального лабораторно-методологического комплекса общинженерной подготовки» (разработка универсальной установки для исследования роторно-опорных систем).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марцинковский, В.А. Вибрации роторов центробежных машин: Гидродинамика дросселирующих каналов / В.А. Марцинковский. Суми: СумДУ, 2002. – 337с.
2. Савин, Л.А. Моделирование роторных систем с опорами жидкостного трения: монография / Савин Л.А., Соломин О.В. – М.: Машиностроение-1, 2006. – 444 с.
3. Усков, М.К. Гидродинамическая теория смазки: этапы развития, современное состояние, перспективы / М.К. Усков, В.А. Максимов. – М.: Наука, 1985.
4. Мышкин, Н.К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии / Н.К. Мышкин, М.И. Петроковец. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. – 368 с.
5. Никитин, Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. М.: Машиностроение, 1982, 134с.
6. Современная трибология: Итоги и перспективы. Отв. ред. К.В. Фролов. – М.: Издательство ЛКИ, 2008. – 480с.
7. Encyclopedia of Tribology; Edited by Q.J. Wang and Y.-W. Chung, Springer: New York, 2013.
8. Young, J. Thermal wedge effect in hydrodynamic lubrication. The Engineering Journal 1962, 45, 46–54.
9. Константи́неску, В.Н. Рабочие характеристики радиальных подшипников скольжения в турбулентном инерционном потоке / В.Н. Константи́неску, С. Галетузе // Проблемы трения и смазки. – 1982. – № 2. – С. 24–30.
10. Nessil, A. Journal bearings lubrication aspect analysis using non-newtonian fluids / A. Nessil, S. Larbi, H. Belhaneche, M. Malki // Advances in Tribology. – vol. 2013, article ID 212568, 9 pages, URL: <http://dx.doi.org/10.1155/2013/212568>.

Родичев Алексей Юрьевич

ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орел
Кандидат технических наук,
научный сотрудник ПНИЛ «МГМС»
Тел.: 89051673322
E-mail: rodfox@yandex.ru

Корнаев Алексей Валерьевич

ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орел
Кандидат технических наук,
Доцент кафедры мехатроники, механики и
робототехники,
Тел.: 89534781591
E-mail: rusakor@inbox.ru

Фетисов Александр Сергеевич

ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орел
Аспирант, стажер-исследователь ПНИЛ «МГМС»
Тел.: 89200898133
E-mail: fetisov57rus@mail.ru

Токмаков Никита Владимирович

ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орел
Студент,
Тел.: 89606489922
E-mail: tokmakovn2303@gmail.com

A.Yu. RODICHEV, A.S. FETISOV, N.V. TOKMAKOV, A.V. KORNAEV

TEST RIG MODULE FOR TEMPERATURE-VISCOSITY WEDGE INFLUENCE ON FRICTION IN FLUID-FILM BEARINGS STUDY

Abstract. The article presents the element base of the experimental module for studying the influence of a viscosity-temperature wedge on the characteristics of a sliding bearing. Considered the technical composition of the installation, hydraulic and information-measuring systems. The results of experimental studies on the influence of the position of the supply chambers on the performance of the bearing are shown.

Keywords: experimental module, flow separation, temperature-viscosity wedge, sliding bearing, hydroaccumulator, vibration displacement amplitude.

BIBLIOGRAPHY

1. Marcinkovskij, V.A. Vibracii rotorov centrobezhnyh mashin: Gidrodinamika drosseliruyushchih kanalov / V.A. Marcinkovskij. Sumi: SumDU, 2002. – 337s.
2. Savin, L.A. Modelirovanie rotornyh sistem s oporami zhidkostnogo treniya: monografiya / Savin L.A., Solomin O.V. – M.: Mashinostroenie–1, 2006. – 444 c.
3. Uskov, M.K. Gidrodinamicheskaya teoriya smazki: etapy razvitiya, sovremennoe sostoyanie, perspektivy/ M.K. Uskov, V.A. Maksimov. – M.: Nauka, 1985.
4. Myshkin, N.K. Trenie, smazka, iznos. Fizicheskie osnovy i tekhnicheskie prilozheniya tribologii / N.K. Myshkin, M.I. Petrokovec. – M.: FIZMATLIT, 2007. – 368 s.
5. G.A. Nikitin. SHChelevye i labirintnye uplotneniya gidroagregatov. M.: Mashinostroenie, 1982, 134s.
6. Sovremennaya tribologiya: Itogi i perspektivy. Otv. red. K.V. Frolov. M.: Izdatelstvo LKI, 2008. 480s.
7. Encyclopedia of Tribology; Edited by Q.J. Wang and Y.-W. Chung, Springer: New York, 2013.
8. Young, J. Thermal wedge effect in hydrodynamic lubrication. The Engineering Journal 1962, 45, 46–54.
9. Konstantinesku, V.N. Rabochie karakteristiki radialnyh podshipnikov skolzheniya v turbulentnom inercionnom potoke / V.N. Konstantinesku, S. Galetuze // Problemy treniya i smazki. – 1982. – № 2. – S. 24–30.
10. Nessil, A. Journal bearings lubrication aspect analysis using non-newtonian fluids / A. Nessil, S. Larbi, H. Belhaneche, M. Malki // Advances in Tribology. – vol. 2013, article ID 212568, 9 pages, URL: <http://dx.doi.org/10.1155/2013/212568>.

Rodichev Alexey Yurievich

Federal State Budgetary Educational Institution of
Higher Education «Orel State University», Orel
Researcher RL «MHMS»
Phone.: 89051673322
E-mail: rodfox@yandex.ru

Fetisov Alexander Sergeevich

Federal State Budgetary Educational Institution of
Higher Education «Orel State University», Orel
Postgraduate student,
Junior researcher RL «MHMS»
Phone.: 89200898133
E-mail: fetisov57rus@mail.ru

Kornaev Alexey Valerievich

Federal State Budgetary Educational Institution of
Higher Education «Orel State University named after I.S.
Turgenev», Orel
PhD, Senior lecturer in Mechatronics, mechanics and
Robototechnics,
Phone.: 89534781591
E-mail: rusakor@inbox.ru

Tokmakov Nikita Vladimirovich

Federal State Budgetary Educational Institution of
Higher Education «Orel State University», Orel
Student,
Phone.: 89606489922
E-mail: tokmakovn2303@gmail.com

УДК 621.8

А.В. СЫТИН, Д.В. ШУТИН, А.В. КУЗАВКА, А.Ю. БАБИН, С.В. КОЖУС

МОДЕРНИЗАЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ МЕХАТРОННЫХ МОДУЛЕЙ

Аннотация. В работе рассматриваются вопросы нагружения упорных гидростатодинамических подшипников скольжения с использованием традиционных средств, а также переход от них к мехатронным технологиям. Применение такого подхода по сравнению с традиционным позволяет получать гораздо более гибкие и контролируемые устройства, которые расширяют возможности для проведения экспериментальных исследований. В статье показаны схемы и фотографии стендов с традиционными нагрузочными устройствами и с мехатронным электромагнитным приводом, сравниваются особенности их работы. В качестве иллюстрации приводится модернизированный испытательный стенд, использующий пропорциональный электромагнит с регулированием привода по силе и по положению. Рассмотрены вопросы управления таким приводом и приведены соответствующие графики.

Ключевые слова: экспериментальный стенд, модернизация, подшипник, осевое нагружение, мехатроника, мехатронный модуль, пропорциональный электромагнит.

Введение

Исследованию опор скольжения посвящено большое количество как теоретических, так и экспериментальных исследований. Основными причинами научного интереса к данному типу опор являются их преимущества по сравнению с другими типами подшипников и возможность исследования различных конструкционных модификаций, смазочных материалов и влияния рабочих и теплофизических параметров на статические и динамические характеристики опорных узлов. Ввиду того, что роторно–опорные узлы являются наиболее важными элементами машин, определяющими их долговечность, энергоэффективность и надежность, при этом являясь несерийными изделиями, возникает необходимость разработки подшипников скольжения в каждом отдельном случае. В общем случае эти разработки делятся на теоретический и экспериментальный этапы. Для экспериментальных исследований опор скольжения часто применяют специализированные стенды, включающие в себя, как правило, электродвигатель и ротор на исследуемых опорах. Важной частью такого стенда является система нагружения ротора, которая позволяет исследовать подшипники скольжения под действием широкого спектра внешних сил. В настоящей статье рассмотрены способы нагружения роторно–опорного узла на примере экспериментальных установок по исследованию упорных гидростатодинамических подшипников, предложено устройство нагружения на основе пропорционального электромагнита, обладающее целым рядом преимуществ по сравнению с традиционными способами нагружения.

Основная часть

Наиболее простым способом нагружения ротора в экспериментальных установках по исследованию подшипников скольжения является применение нагрузочных дисков [1–6]. Такой способ позволяет организовать статическое нагружение на ротор. На рисунке 1 показан экспериментальный стенд по исследованию упорных гидростатических и гидростатодинамических подшипников. Экспериментальный стенд (рисунок 1 а,б) состоит из вала 1, приводимого в движение электродвигателем 13 и вращающегося в двух подшипниковых узлах: радиальном 2 и радиально–упорном 3. В подшипниковом узле 3 устанавливается сменная втулка 4, которая представляет собой подпятник исследуемого упорного подшипника жидкостного трения (УПЖТ). Подшипниковые узлы 2 и 3 имеют отверстия для крепления датчиков перемещения 5 в радиальном и осевом направлениях. Подшипниковые узлы закреплены в стальном корпусе 6, который имеет отверстия с резьбой для крепления элементов системы подачи смазочного материала 7 и датчиков давления 8. Стальной корпус 6 крепится к раме 9, установленной на массивной станине 10. Нижняя часть

рамы 9 представляет собой герметичный резервуар с системой слива 11 смазочного материала для проведения испытаний опор «затопленного» типа. Для наблюдения за экспериментом стенки резервуара выполнены из оргстекла. Нагружение исследуемого УПЖТ осуществляется через подвижный нагрузочный диск 12, который устанавливается на упорный подшипник качения.

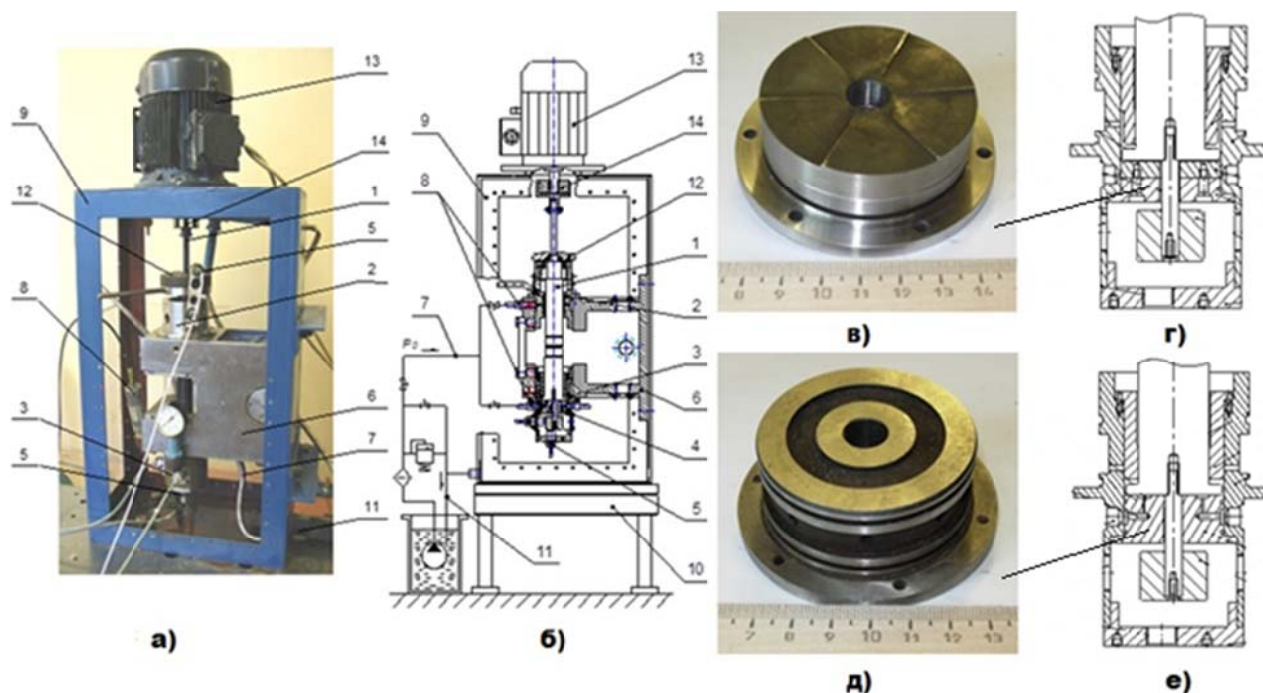


Рисунок 1 – Экспериментальный стенд

На рисунке 1,г представлен подшипниковый узел 3, в который установлен гидродинамический упорный подшипник скольжения (рисунок 1, в). На рисунке 1,е представлен подшипниковый узел с установленным гидростатическим подпятником (рисунок 1,д). Масса ротора в сборе составляет 3,5 кг. Дополнительное осевое нагружение ротора осуществляется установкой на нагрузочный диск 12 дополнительной массы. Таким образом, суммарная статическая нагрузка на осевую опору варьируется в диапазоне от 35 до 55 Н с интервалом 10 Н.

Преимуществами описанного способа нагружения является простота реализации и известные значения массы нагрузочных дисков. Такой способ нагружения, однако, обладает рядом недостатков: невозможность динамического нагружения, невозможность менять величину нагрузки во время работы экспериментального стенда. Так как в реальности в большинстве случаев нагрузка на роторно–опорные узлы носит динамический характер, представленный способ нагружения подходит только для ограниченного вида исследований и не позволяет получить полную информацию о работоспособности роторно–опорного узла [1].

Для динамического нагружения осевого роторно–опорного узла может быть использовано устройство, представленное на рисунке 2б, входящее в состав модернизированного экспериментального стенда, механическая часть которого представляет собой массивное основание, на котором закреплен роторно–опорный узел и электропривод (рисунок 2а) [7]. В качестве привода вала используется асинхронный электродвигатель, управляемый частотным преобразователем. Вал электродвигателя 4 соединен посредством зубчатой муфты, которая допускает осевые перемещения вала ротора (позиция 5 на рисунке 2а). Смазочный материал по трубопроводу подается в камеры гидростатического подшипника скольжения 7, информация о давлении в напорной магистрали получается с помощью датчика давления, перемещения вала ротора в осевом направлении отслеживается датчиком положения 12. Радиальные перемещения в «верхней» гидростатической опоре

отслеживаются датчиком положения 14. Исследуемый подшипниковый узел заключен в корпус 8, жестко установленный в корпусе экспериментального стенда 3, закрепленного на раме 2. Проходя через сложный гидравлический тракт «верхнего» подшипника смазочный материал, посредством сливной магистрали 22, поступает в бак 21, откуда насосом закачивается в напорную магистраль 19. Исследуемая опора находится в затопленном положении, перед пуском электродвигателя аквариум заполняется смазочной жидкостью. При закрытом кране 18 жидкость из резервуара 21 подается в аквариум 2, который заполняется на высоту столба 23, тем самым обеспечивается затопленное состояние исследуемой опоры.

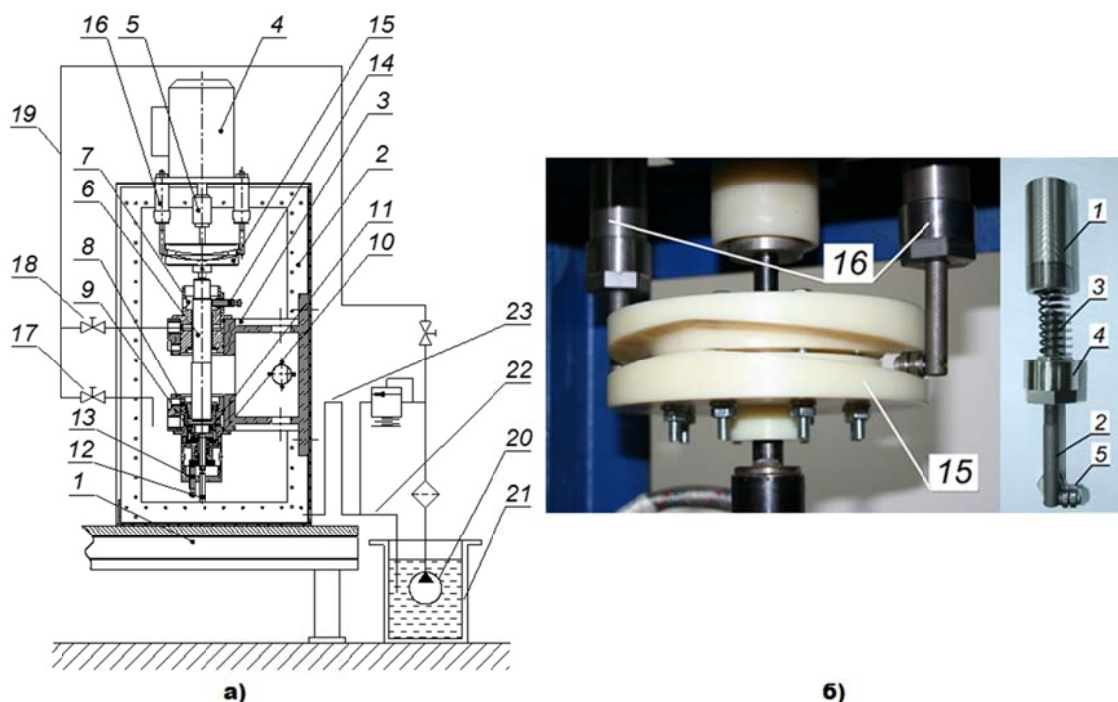


Рисунок 2 – а) схема механической части экспериментального стенда; б) нагрузочное устройство:
1 – гильза; 2 – стержень; 3 – пружина; 4 – крышка; 5 – подшипниковый узел

Конструкция установки позволяет нагружать вращающийся вал динамическим переменным воздействием с целью оценки жесткости смазочного слоя опор. Динамическое воздействие моделируется при помощи нагрузочного устройства (рисунок 2 б), состоящего из составного диска 15 с профильной поверхностью, а также двух гильз 16, в которых помещены стержни с возможностью осевого возвратно-поступательного. Профилированная поверхность нагрузочного диска позволяет задавать закон действия силы, величина силы подбирается за счет тарированных пружин (позиция 3 рисунок 2 б). На рисунке 3 а, б представлены схемы профилированного диска и принципа нагружения [8, 9].

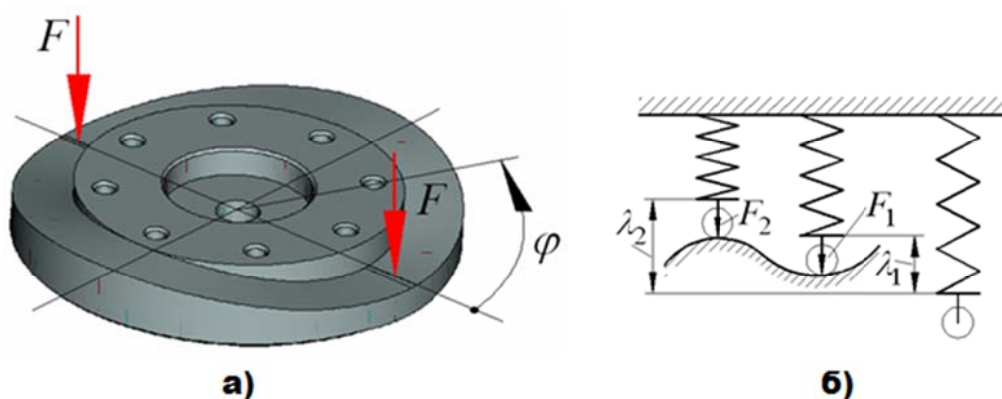


Рисунок 3 – Схемы к расчету осевой реакции пружин

При проведении натурных испытаний использовались три тарированные пружины. Подбор пружин, в силу конструктивных особенностей, производился по двум параметрам: диаметр проволоки и количество витков. На рисунке 4 представлены графики изменения осевого усилия за один поворот вала.

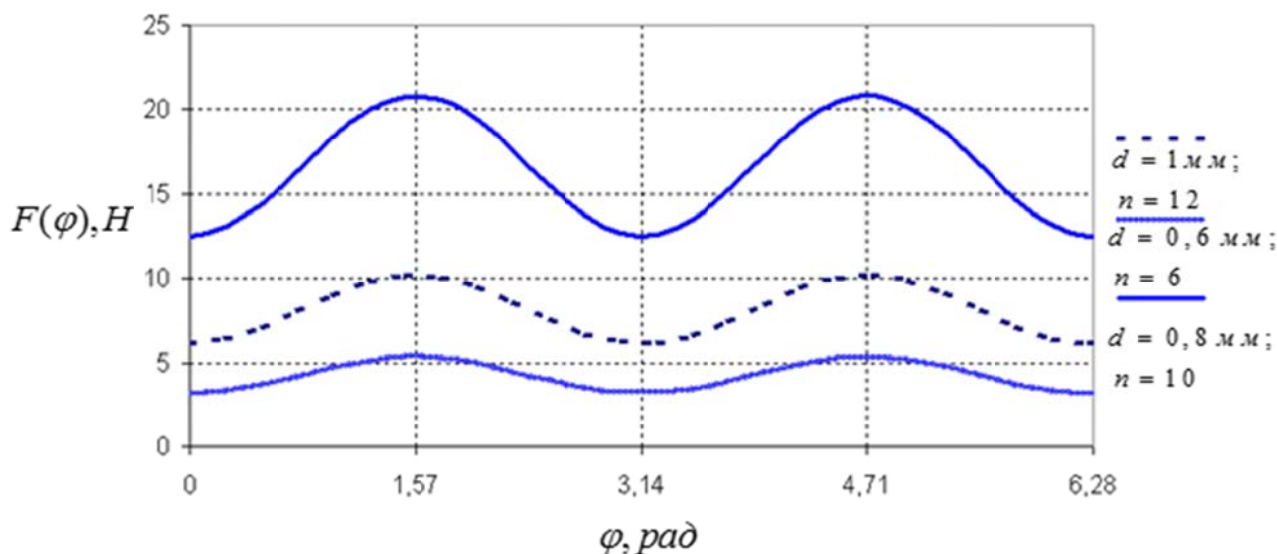


Рисунок 4 – График изменения осевой силы

Представленный тип нагрузочного устройства в сравнении с нагрузочными дисками обладает преимуществом в том, что дает возможность как динамического, так и статического нагружения ротора путем изменения профиля поверхности составного диска. Однако необходимо также отметить ограниченность этого способа в виду необходимости подбора отдельного набора пружин и дисков для изменения параметров динамического воздействия [7].

Осевые нагрузки могут носить не только периодический, но и аperiodический характер. Поэтому для исследования опор скольжения с целью подтверждения их работоспособности в настоящей статье предлагает мехатронное устройство нагружения. Устройство может использовать при исследованиях в переходных режимах работы роторной машины в заданной критической области, в том числе при хаотическом характере внешнего возмущения. Предлагаемое устройство нагружения содержит электромагнит и механический преобразователь рычажного типа и обеспечивает возможность осевого нагружения при любой частоте вращения ротора, контролируя величину силы и перемещения с возможностью их плавного регулирования по заранее разработанной математической модели или вручную оператором. На базе экспериментальных комплексов для проведения натурных испытаний упорных подшипников, указанных выше, проведен ряд мероприятий по их модернизации.

Структурно-функциональная схема экспериментального стенда с предлагаемым устройством осевого нагружения, изображенная на рисунке 5, состоит из модуля нагружения на основе электромагнитного модуля линейного движения, информация о действии которого снимается датчиком усилия [10–14]. Снятие информации о положении вала в каждый момент времени фиксируется датчиками перемещений, далее через устройства АЦП сигнал преобразуется и может быть выведен на экран или записан в файл для дальнейшей обработки. Для задания характера нагружения управляющий сигнал передается через модуль ЦАП на исполнительный механизм в виде пропорционального электромагнита.

На рисунке 6 представлен общий вид управляемого устройства осевого нагружения, который содержит: пропорциональный электромагнит 1, с датчиком обратной связи 2, он крепится уголком 3 к основанию 4. Датчик усилия 5 дополняет информационно измерительную систему, и крепится уголком 6 к вращающемуся на оси 7 рычагу 8. С другой стороны рычага крепятся ролики 9 закрепленные осями 10, давящие на диск 11

закрепленный на валу 12. Ось рычага закреплена на цилиндре 13. Собирается мехатронное устройство при помощи винтов 14, 15 и 17 и гаек 16. Данная компоновка позволяет установить все перечисленные элементы без изменения габаритов корпуса.

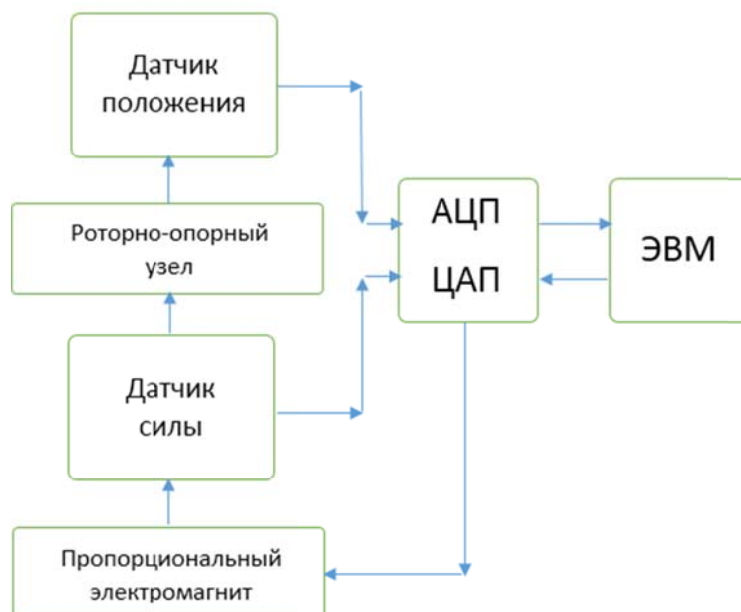


Рисунок 5 – Структурно функциональная схема

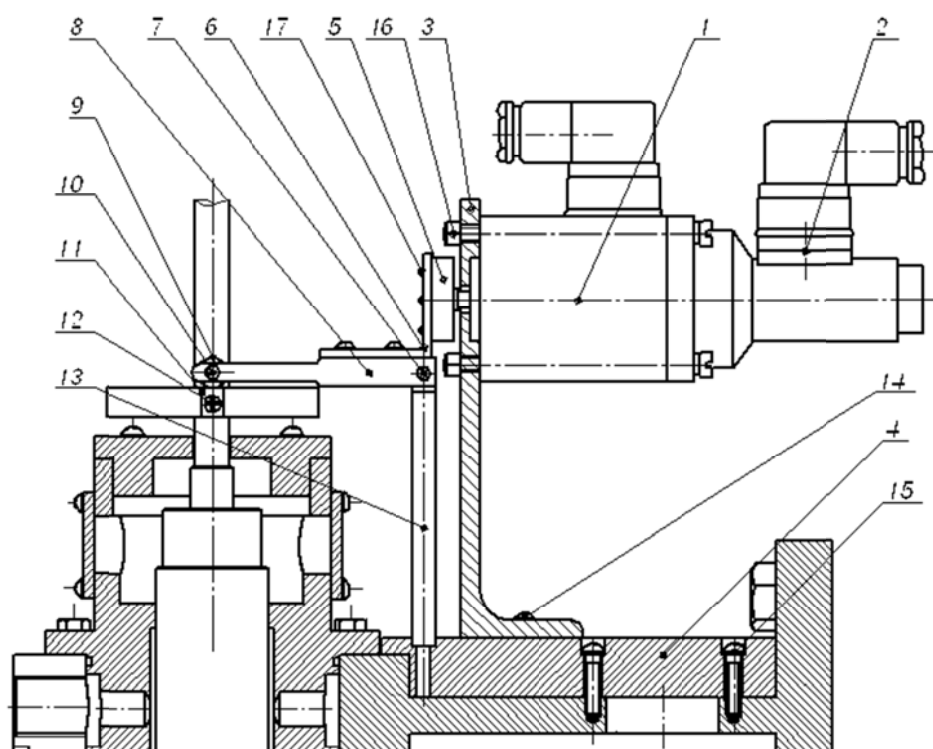


Рисунок 6 – Общий вид управляемого устройства осевого нагружения на базе пропорционального электромагнита

Представленное устройство осевого нагружения обладает преимуществами механизмов, представленных выше – простотой конструкции и отсутствием необходимости внесения значительных изменений в общую компоновку роторной машины – и позволяет исключить их недостатки, позволяя реализовывать самый широкий спектр изменения осевой возмущающей силы. Предлагаемое устройство внедряется в информационно-измерительную систему и систему управления и позволяет расширить функционал нагрузочных устройств.

На рисунке 7 представлен пропорциональный магнит ПЭМ10, являющийся основой предлагаемого устройства [15–19].

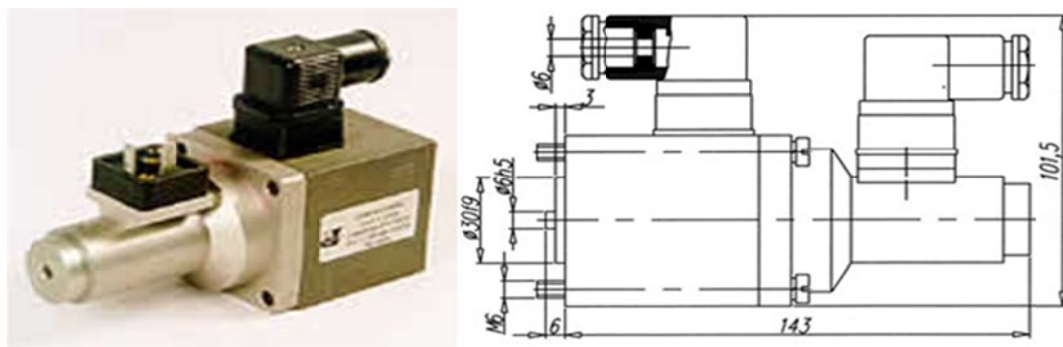


Рисунок 7 – Пропорциональный электромагнит (ПЭМ10)

ПЭМ10 предназначен для управления предохранительными и редуционными клапанами, дросселями, регуляторами потока, регуляторами насосов, распределителями с непосредственным и электрогидравлическим пропорциональным управлением. В отличие от дискретного электромагнита, якорь пропорционального развивает усилие пропорциональное протекающему через обмотку току. Датчик обратной связи позволяет судить о положении якоря электромагнита. Величина его выходного сигнала пропорциональна перемещению якоря.

Путем подачи на пропорциональный магнит управляющего сигнала возможно проводить динамическое нагружение ротора экспериментальной установки, при этом, используя известные зависимости между величиной управляющего сигнала и соответствующим усилием прижатия, возможно проводить математическое моделирование такого воздействия. Это значительно расширяет возможности по изучению различных типов осевых опор скольжения, в особенности тех, которые работают под действием сил, которые невозможно воспроизвести с помощью механических способов, представленных выше.

Регулирование такого магнита возможно, как по силе (рисунок 8 а), так и по положению (рисунок 8 б) [20]. На вход, через потенциометр 1, подается напряжение на электронный усилитель 3, где происходит преобразование в соответствии со значением напряжения в электрический ток нагрузки. Электрический ток, протекая по обмотке катушки 5, создает электромагнитное поле, которое вызывает продольное смещение подвижного якоря 3 (рисунок 8 в) с силой, пропорциональной силе тока. Наличие обратной связи по току, значение которого сравнивается с заданным входным сигналом в узле суммирования 2 (рисунок 8 а, б), обеспечивает поддержание силы тока, а таким образом, и развиваемой якорем силы, на заданном уровне даже при изменении внешнего сопротивления якорю. Возврат якоря в исходное состояние при снятии управляющего сигнала осуществляется пружиной 4 (рисунок 8 в).

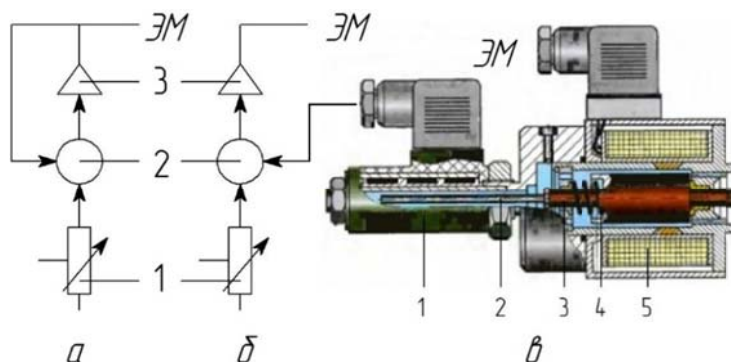


Рисунок 8 – САУ пропорционального электромагнита ПЭМ10:
а – по силе; б – по положение; в – схема ПЭМ10 с разрезом

В приложениях, требующих контроля и определенной точности положения якоря электромагнита, управление магнитом осуществляется с обратной связью непосредственно по положению якоря (рисунок 8 в). Якорь магнита 3 удерживается в позиции определяемой величиной тока, протекающего по катушке, независимо от противодействующей силы посредством замкнутого контура регулирования. Сигнал обратной связи генерируется аналоговым индуктивным датчиком положения 1. Величина выходного сигнала датчика зависит от положения, жестко связанного с якорем 3 сердечника 2. Особенности регулирования пропорционального электромагнита ПЭМ 10 по силе и по положению представлены на рисунке 9.

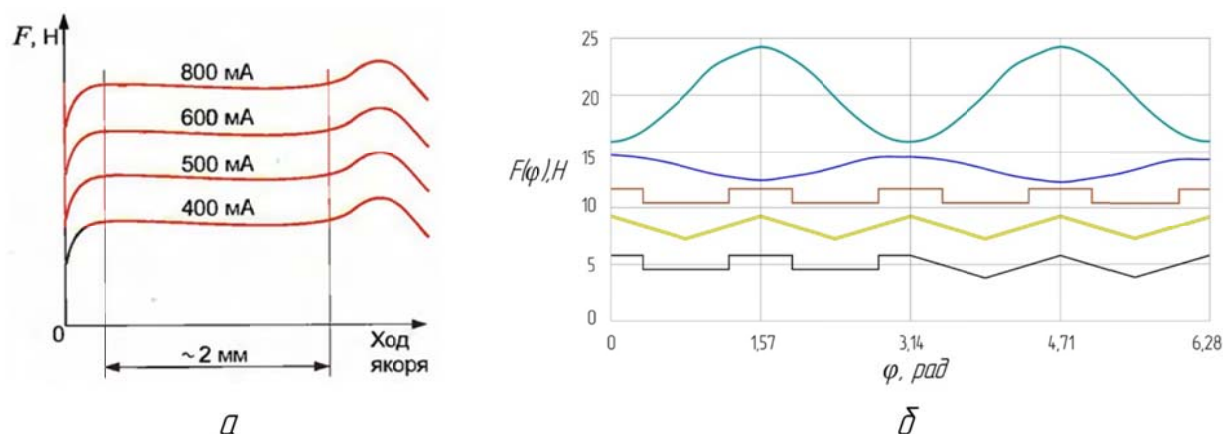


Рисунок 9 – Характеристики пропорционального магнита при различных методах регулирования:
а – по силе; б – по положению

Для задач проведения комплексных экспериментальных исследований подшипников скольжения, в том числе на модернизируемом стенде, требуется использование нагрузочного устройства, способного работать в обоих указанных режимах. При этом основным регулируемым параметром является сила нагружения, контроль же перемещения необходим для соблюдения условий проводимых экспериментов и ограничения амплитуд осевых колебаний ротора.

Заключение

Реализация нагрузочного устройства на уровне информационно-измерительной и управляющей системы представляет собой заданный экспериментатором функционал $F(t)$, описывающий зависимость требуемой силы воздействия от времени. За счет наличия встроенного контура управления в пропорциональных электромагнитах ПЭМ10 при обработке функционала достаточно обеспечить его конвертацию в аналоговый унифицированный сигнал (например, 0..10В) и посредством ЦАП информационно-измерительной системы передать этот сигнал на блок управления электромагнитом. Конкретный вид и параметры функционала $F(t)$ определяются видом проводимых исследований. Модернизированный описанным способом экспериментальный стенд позволит ускорить темп проведения экспериментальных исследований ввиду отсутствия необходимости изготавливать физические задающие устройства, исследовать множественные и динамически изменяющиеся режимы работы роторно-опорной системы, получать больший спектр экспериментальных данных об исследуемых подшипниках.

Работа выполнена в рамках проекта РНФ №16–19–00186 "Планирование оптимальных по расходу энергии траекторий движения роторов мехатронных модулей в средах сложной реологии" и проекта Минобрнауки РФ №9.2952.2017/ПЧ "Создание многофункционального лабораторно-методологического комплекса общинженерной подготовки".

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алехин А.В. Несущая способность и динамические характеристики упорных подшипников жидкостного трения: дис. ... кандидата технических наук: 01.02.06 / Алехин Андрей Викторович. – Орёл, 2005. – 171 с.
2. НГ Ламинаризованная теория турбулентного течения смазки Текст. / НГ, Пэн // Теоретические основы инженерных расчетов. 1964. – № 3. – С. 157.
3. Прошина Н. А. Экспериментальное определение рабочих характеристик многокамерных гидростатических подпятников Текст. / Н. А. Прошина // Вестник машиностроения. 1972. — № 8. — С. 31–35.

4. Самарский А. А. Численные методы Текст. / А. А. Самарский, А. В. Гулин М.: Наука, 1989. – 432 с.
5. Соломин О. В. Колебания и устойчивость роторов на подшипниках скольжения в условиях вскипания смазочного материала: дис. ... кандидата технических наук: 01.02.06 / Соломин Олег Вячеславович. – Орёл, 2000. – 259 с.
6. Deek A. Исследование характеристик осевого гидростатического подшипника / A. Deek, A. Segal // Constructeur. 1991. – № 9. – Р. 50–59.
7. Герасимов С.А. Влияние демпфирования и параметров осевых совмещенных опор на динамику роторов: дис. ... кандидата технических наук: 01.02.06 / Герасимов Сергей Анатольевич. – Орёл, 2011. – 170 с.
8. Позняк Э.Л. Колебания роторов // Вибрации в технике. В 6 т. Том 3. Колебания машин, конструкций и их элементов Текст. / Под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. – М.: Машиностроение, 1980 — С. 130–189.
9. Справочник конструктора [Электронный ресурс] // Режим доступа: URL: http://sprav-constr.ru/html/tom3/pages/chapter2/ckm2_4.html (дата обращения: 17.09.2018).
10. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического управления. – СПб.: Профессия, 2003. – 752 с.
11. Медведев Ю.И. Курс лекций по теории автоматического управления. Часть 1: Учебное пособие. – Томск: Изд-во Том. ун-та, 2004. – 110 с.
12. Хозенюк Н.А. Моделирование связанных процессов в системе «упругий коленчатый вал, вращающийся в подшипниках гидродинамического трения» // Вестник Оренбургского государственного университета. №12. 2013. – С.226–232.
13. Зинчук А.А. Теоретическое и экспериментальное определение коэффициентов демпфирования гидростатических подшипников // Динамика гибких роторов. – М.: Наука, 1972. – С.57–60.
14. Шутин Д.В. Совершенствование гидростатодинамических подшипников посредством регулирования параметров подачи смазочного материала: дис.... кандидата технических наук: 05.02.02 / Шутин Денис Владимирович. – Орёл, 2015. – 192 с.
15. Разработка блока управления пропорциональной электрогидравлической системы [Электронный ресурс] // Режим доступа: URL: <http://www.techeducator.ru/dexiu-228.html> (дата обращения: 17.09.2018).
16. Электромагнит пропорциональный типа ПЭМ10 [Электронный ресурс] // Режим доступа: URL: <https://electromagnit-ek.ru/spetsialnye-elektromagnity/pem-10> (дата обращения: 03.02.2018).
17. Структура условного обозначения электромагнита типа ПЭМ6, ПЭМ8, ПЭМ10, [Электронный ресурс] // Режим доступа: URL: http://www.pkompil.narod.ru/teh_pem6.htm (дата обращения: 17.09.2018).
18. Электромагниты типа ПЭМ 10 [Электронный ресурс] // Режим доступа: URL: <http://www.atrium-tr.ru/products/privody-elektromagnity/proportionalnye-elektromagnity/elektromagnity-tipa-pem-10> (дата обращения: 17.09.2018).
19. ПЭМ 10 [Электронный ресурс] // Режим доступа: URL: <http://www.elmagnit.ru/katalog/elektromagnity/spetsialnye-elektromagnity/pem-10/> (дата обращения: 17.09.2018).
20. Шмитт А. и др. Учебный курс гидравлики: Пропорциональная техника и техника клапанов. Том 2 / Пер. с нем. — Маннессманн Рексрот ГмбХ, 1986. – 258 с.

Сытин Антон Валерьевич
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орел
Кандидат технических наук,
доцент кафедры «Мехатроника,
механика и робототехника»
Тел.: 89192046050
E-mail: sytin@mail.ru

Кузавка Александр Валерьевич
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орел
Аспирант
Тел.: 89192666806
E-mail: kuzavka.net@mail.ru

Шутин Денис Владимирович
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орел
Кандидат технических наук,
доцент кафедры «Мехатроника,
механика и робототехника»
Тел.: 89192057380
E-mail: rover.ru@gmail.com

Бабин Александр Юрьевич
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орел
Аспирант
Тел.: 89290606012
E-mail: alex.mech.osu@gmail.com

Кожус Сергей Валерьевич
ФГБОУ ВО «ОГУ им. И.С. Тургенева» г. Орел
магистр кафедры машиностроения
302026, г. Орел, ул.
Комсомольская, 95
Нел.: + 7 (4862) 413295
e-mail: okozhus@mail.ru

A.V. SYTIN, D.V. SHUTIN, A.V. KUZAVKA, A.Y. BABIN, S.V. KOZHUS

MODERNIZATION OF THE TEST RIG FOR STUDYING FLUID–FILM BEARINGS BY APPLYING MECHATRONIC DEVICES

Abstract. The paper considers the process of applying external load to thrust fluid–film bearings using traditional means for this purpose, as well as its improvement using controllable mechatronic devices. This approach provides more flexible, controllable and fast experimental studies in comparison with the traditional approach. The paper contains schemes and pictures showing the traditional mechanical loading devices as well as the modernized one. Its main features that influence on the experimental study process are also considered and compared. The proposed approach with using mechatronic loading devices is illustrated with the description of the test rig with an electromagnetic drive. The test rig is being developed at the department of mechatronics, mechanics and robotics in the

Orel State University n.a. I.S. Turgenev. The basic aspects of controlling such devices are also described and illustrated with diagrams.

Keywords: test rig, experimental rig, modernization, fluid–film bearings, axial load, mechatronics, mechatronic modules, proportional electromagnets.

BIBLIOGRAPHY

1. Alehin A.V. Nesushaya sposobnost i dinamicheskie karakteristiki upornih podshipnikov gidkostnogo treniya: dis. ... kandidata tehnikeskikh nauk: 01.02.06 / Alehin Andrey Viktorovich. – Orel, 2005. – 171 s.
2. NG Laminarizovannaya teoriya turbulentnogo techeniya smazki Tekst. / NG, Pen // Teoreticheskie osnovi inzhenernih raschetov. 1964. – № 3. – S. 157.
3. Proshina N.A. Eksperimentalnoe opredelenie rabochih karakteristik mnogokamernih gidrostaticheskikh podpyatnikov Tekst. / N.A. Proshina // Vestnik mashinostroeniya. 1972. — № 8. — S. 31–35.
4. Samarskiy A.A. Chislennye metody Tekst. / A.A. Samarskiy, A.V. Gulin M.: Nauka, 1989. – 432 s.
5. Solomin O.V. Kolebaniya i ustoychivost rotorov na podshipnikah skolgeniya v usloviyah vskipaniya smazochnogo materiala: dis. ... kandidata tehnikeskikh nauk: 01.02.06 / Solomin Oleg Vyacheslavovich. – Orel, 2000. – 259 s.
6. Deek A Issledovanie karakteristik oseвого gidrostaticheskogo podshipnika / A. Deek, A. Segal // Constructeur. 1991. 1991. – № 9. – S. 50–59.
7. Gerasimov S.A. Vliyaniye dempfirovaniya i parametrov osevih sovmeshennih opor na dinamiku rotorov: dis. ... kandidata tehnikeskikh nauk: 01.02.06 / Gerasimov Sergey Anatolievich. – Orel, 2011. – 170 s.
8. Pozniak E.L. Kolebaniya rotorov // Vibracii v tehnike. V 6 t. Tom 3. Kolebaniya mashin, konstrukcii i ih elementov Tekst. / Pod. red. F.M. Dimentberga, K.S. Kolesnikova. – M.: Mashinostroenie, 1980 — S. 130–189.
9. Spravochnik konstruktora [Elektronniy resurs] // Regim dostupa: URL: http://sprav-constr.ru/html/tom3/pages/chapter2/ckm2_4.html (data obrasheniya: 17.09.2018).
10. Besekerskiy V.A. Teoriya system avtomaticheskogo upravleniya. – SPb.: Professiya, 2003. – 752 s.
11. Medvedev Y.I. Kurs lekciy po teorii avtomaticheskogo upravleniya. Chast 1: Uchebnoe posobie. – Tomsk: Izd-vo Tom. un-ta, 2004. – 110 s.
12. Hozenuk N.A. Modelirovaniye svyazannih processov v sisteme “uprugiy kolenchatiy val, vrashayushiyasia v podshipnikah gidrodinamicheskogo treniya” // Vestnik Orenburgskogo gosudarstvennogo universiteta. №12. 2013. – S.226–232.
13. Zinchuk A.A. Teoreticheskoe i eksperimentalnoe opredelenie koefficientov dempfirovaniya gidrostaticheskikh podshipnikov // Dinamika gibkikh rotorov. – M.: Nauka, 1972. – S.57–60.
14. Shutin D.V. Sovershenstvovaniye gidrodinamicheskikh podshipnikov posredstvom regulirovaniya parametrov podachi smazochnogo materiala: dis. ... kandidata tehnikeskikh nauk: 05.02.02 / Chutin Denis Vladimirovich. – Orel, 2015. – 192 s.
15. Razrabotka bloka upravleniya proporcionalnoy elektrogidravlicheskoj sistemi [Elektronniy resurs] // Regim dostupa: URL: <http://www.techeducator.ru/dexiu-228.html> (data obrasheniya: 17.09.2018).
16. Elektromagnit proporcionalniy tipa PEM10 [Elektronniy resurs] // Regim dostupa: URL: <https://electromagnit-ek.ru/spetsialnye-elektromagnity/pem-10> (data obrasheniya: 17.09.2018).
17. Struktura uslovnogo oboznacheniya elektromagnita tipa PEM6, PEM8, PEM10 [Elektronniy resurs] // Regim dostupa: URL: http://www.pkompl.narod.ru/teh_pem6.htm (data obrasheniya: 17.09.2018).
18. Elektromagniti tipa PEM10 [Elektronniy resurs] // Regim dostupa: URL: <http://www.atrium-tr.ru/products/privody-elektromagnity/proporcionalnye-elektromagnity/elektromagnity-tipa-pem-10> (data obrasheniya: 17.09.2018).
19. PEM 10 [Elektronniy resurs] // Regim dostupa: URL: <http://www.elmagnit.ru/katalog/elektromagnity/spetsialnye-elektromagnity/pem-10/> (data obrasheniya: 17.09.2018).
20. Shmitt A. i dr. Uchebniy kurs gidravliki: Proporcionalnaya tehnika i tehnika klapanov. Tom 2 / Per. s nem. — Mannesmann Reksrot GmbH, 1986. – 258 s.

Sytin Anton Valerievich

Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel
Candidate of technical Sciences,
associate Professor of «Mechatronics,
mechanics and robotics»
302040, Orel, Priborostroitel'naya st.,
10–29
Tel.: 89192046050
E-mail: sytin@mail.ru

Kuzavka Alexander Valerievich

Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel
PhD student
302006, Orel, Novosil'skaya st., 153–
2
Tel.: 89192666806
E-mail: kuzavka.net@mail.ru

Shutin Denis Vladimirovich

Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel
Candidate of technical Sciences,
associate Professor of «Mechatronics,
mechanics and robotics»
302014, Orel, Zelenina st., 6–36
Tel.: 89192057380
E-mail: rover.ru@gmail.com

Babin Alexander Yurievich

Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel
PhD student
302006, Orel, Privokzal'naya st., 13–
55,
Tel.: 89192666806
E-mail: alex.mech.osu@gmail.com

Kozhus Sergey Valerievich

«OSU named after I.S. Turgenev»
Orel
Master of the department of
mechanical engineering
302026, Orel, Komsomolskaya st., 95
Tel.: + 7 (4862) 413295
e-mail: okozhus@mail.ru

А.В. БЕЛЯЕВ, Р.Н. ПОЛЯКОВ

ПОДХОДЫ К ПОВЫШЕНИЮ НАДЕЖНОСТИ СИЛОВОЙ ЭЛЕКТРОНИКИ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДОВ АДАПТИВНО–ПРЕДИКТИВНОГО АНАЛИЗА

Аннотация. В статье рассматриваются основные виды отказов силовых полупроводниковых модулей IGBT и методы оценки ожидаемого срока службы на основе термоэлектрических параметров. Рассмотрены основные виды отказов силовых полупроводниковых IGBT приборов на основании которых сформирован подход к оценке остаточного ресурса. Представлена структурная схема и алгоритм вычисления мгновенного надежного состояния приборов с возможностью предиктивного анализа остаточного ресурса. Обоснованы преимущества применения данной системы анализа в режиме реального времени работы приборов.

Ключевые слова: силовой полупроводниковый IGBT модуль, предиктивный анализ, термоциклирование, тепловое сопротивление, отказ, нейросеть, мониторинг состояния.

Введение

Мировым трендом в области электроэнергетики развитых стран является использование силовых полупроводниковых приборов (СПП) в различных областях применения. Около 70% всей вырабатываемой электроэнергии преобразуется с применением полупроводниковых устройств [1]. Электронные устройства с использованием полупроводников, таких как биполярный транзистор с изолированным затвором (IGBT) широко используются в электроприводах, таких как локомотив, лифт, метро и автомобиль. В данной области одним из ключевых требований к элементной базе является надежность компонентов, гарантирующая стабильность работы преобразовательной техники. На втором месте стоит эффективность преобразования и низкие массо–габаритные показатели аппаратуры. Для того, чтобы гарантировать стабильность работы элементной базы преобразовательной техники в заданном режиме, необходимо не только опираться на эксплуатационные паспортные характеристики, но и производить мониторинг и регистрацию необходимых параметров в режиме реального времени. Мониторинг состояния позволит производителю повысить качество продукции, за счет регистрационных данных об отказах оборудования. Однако, разработка силовых полупроводниковых изделий сопряжена со значительными временными и ресурсными затратами, и чтобы минимизировать риски возникает потребность в оценке остаточного ресурса полупроводниковых устройств как на стадии разработки изделий, так и в режиме реальной работы преобразовательной техники. В противном случае, преждевременная замена элементов системы влечет за собой дополнительные затраты с точки зрения потребителя. Так, например, преждевременный отказ или же отказ, связанный со старением СПП, и отсутствие мониторинга остаточного ресурса изделия могут привести к остановке целого производства.

Основная часть

Основным и главным «рабочим органом» в современной силовой электронике является модуль IGBT. Основой такого компонента служит силовой каскад, содержащий кремниевые чипы, соединенные в определенной конфигурации и установленные на изолирующей керамической подложке (DBC). Медная базовая плата, лежащая в основании стандартных силовых модулей, осуществляет передачу тепла на радиатор. Этот элемент конструкции во многом определяет тепловые и механические характеристики ключа, а также его вес, габариты и стоимость. Типовая конструкция модуля приведена на рисунке 1.

Для диагностики, мониторинга и вычисления остаточного ресурса IGBT модулей необходимо проанализировать виды отказов. Основной причиной отказа мощных полупроводниковых модулей являются механические напряжения, вызванные колебаниями температуры – термоциклами. Термоцикл представляет собой нормальный рабочий режим эксплуатации изделия: это и нагрев при включении «холодного» изделия, и циклическое

изменение нагрузки от минимального до максимального значения. График процесса термоциклирования приведен на рисунке 2. [2,3]

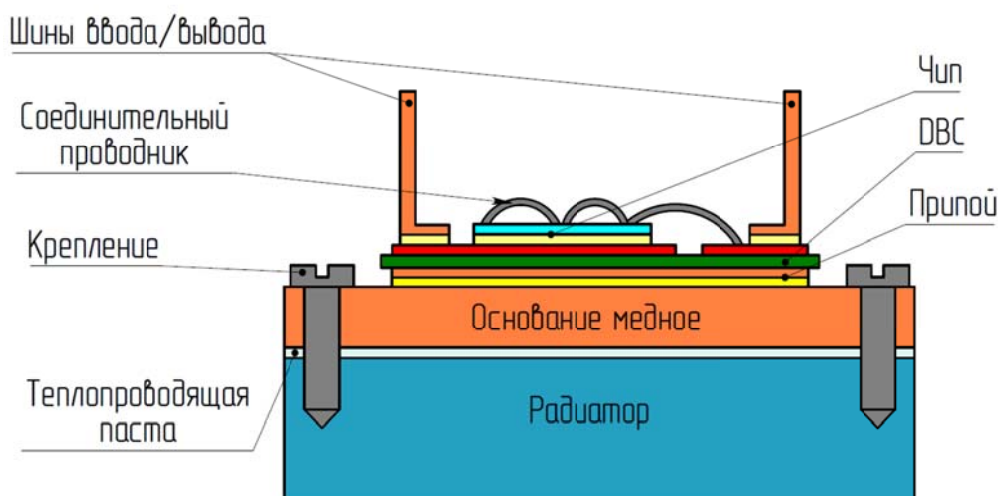
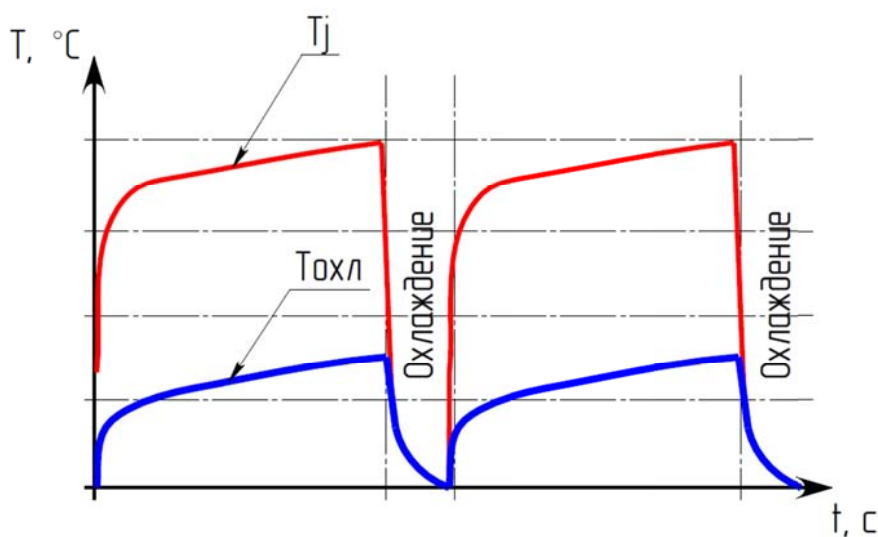


Рисунок 1 – Схема стандартного модуля IGBT



Красный – температура кристалла, синий – температура радиатора

Рисунок 2 – График процесса термоциклирования

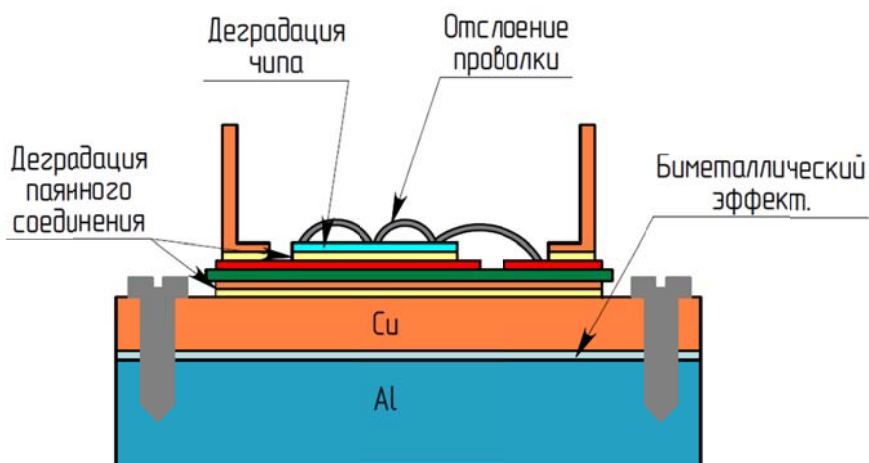


Рисунок 3 – Типичные области образования механических напряжений в СПП

В свою очередь механические напряжения возникают в разных слоях конструкции модуля. Типичные виды отказов по причине возникновения механических напряжений в результате термоциклирования представлены на рисунке 3.

Возникновение всех вышеприведенных типов механических напряжений сопровождается увеличением теплового сопротивления R_{th} , которое является определяющим параметром при оценке надежностного состояния изделия. [4]

Адаптивно–предиктивный анализ остаточного ресурса IGBT модулей заключается в возможность вычисления, обработки и сбора информации данных в статических, динамических режимах работы изделия. Используя показания параметров при мониторинге системы, таких как ток I , напряжение U и температура T , на основании которых производится вычисление теплового сопротивления R_{th} , предоставляется возможность оценивать мгновенное надежностное состояние модуля, а при помощи применения нейронных сетей давать оценку о состоянии в будущем. При возникновении сторонних паразитных факторов или же смене режима работы система адаптируется под входные данные остаточный ресурс пересчитывается.

Структурно–функциональная схема адаптивно–предиктивного анализа остаточного ресурса IGBT модулей представлена на рисунке 4. Она представляет собой взаимосвязь компонентов системы с отражением параметров взаимодействий механических, электрических и информационных. Выделенная зона «элементной базы» представляет собой совокупность компонентов «элементарной ячейки» силовой преобразовательной техники. На практике «элементарных блоков» в готовом изделии может быть несколько. Зона «оборудование заказчика» представляет собой комплекс конечного оборудования, например, двигатель, и систему управления. Предполагается, что «система адаптивно–предиктивного анализа» будет представлять собой отдельное электротехническое изделие, которое по необходимости можно будет интегрировать в систему.

Рассмотрим принцип работы системы. Алгоритм работы адаптивного предиктивного метода анализа остаточного ресурса представлен на рисунке 5. В начальный момент времени происходит процесс инициализации оборудования, он заключается в предварительной проверке всех датчиков оборудования, относящихся к системе. Его непосредственная задача предостеречь систему от ложных показаний на выходе. Стоит отметить, что система проверяет только наличие сигнала, а не его значение. После чего сохраняет показания этих датчиков в базе данных БД1. Данная база данных является «эталонной», так как она содержит в себе необходимые параметры. Затем система управления посылает необходимые сигналы на драйвер управления для начала работы преобразовательной техники в заданном режиме. По жесткому механическому соединению в виде силовых медных шин начинает протекать ток. И преобразователь переходит в заданный режим работы. На основании заданных параметров и показаний соответствующих датчиков происходит считывание и запись данных за единицу времени, таких как ток, температура, напряжение, влажность. Данные параметры сохраняются во временной базе данных БД2.

Данные из базы БД2 используются для вычисления значений теплового сопротивления R_{th} в единицу времени t . Данные значения проходят сравнительную проверку с «эталонными» значениями из базы данных БД1 и в соответствии с условием значения распределяются в соответствующую базу данных БД3 и БД4. Блок нейронной сети отвечает за построение вероятностной модели отказа оборудования на основании полученных данных и выводу необходимых зависимостей пользователю, таких как кол-во остаточных термоциклов IGBT модуля, рекомендации по обслуживанию и информацию в необходимости аварийного отключения системы.

Обобщенный алгоритм работы адаптивного предиктивного метода анализа остаточного ресурса представлен на рисунке 5.

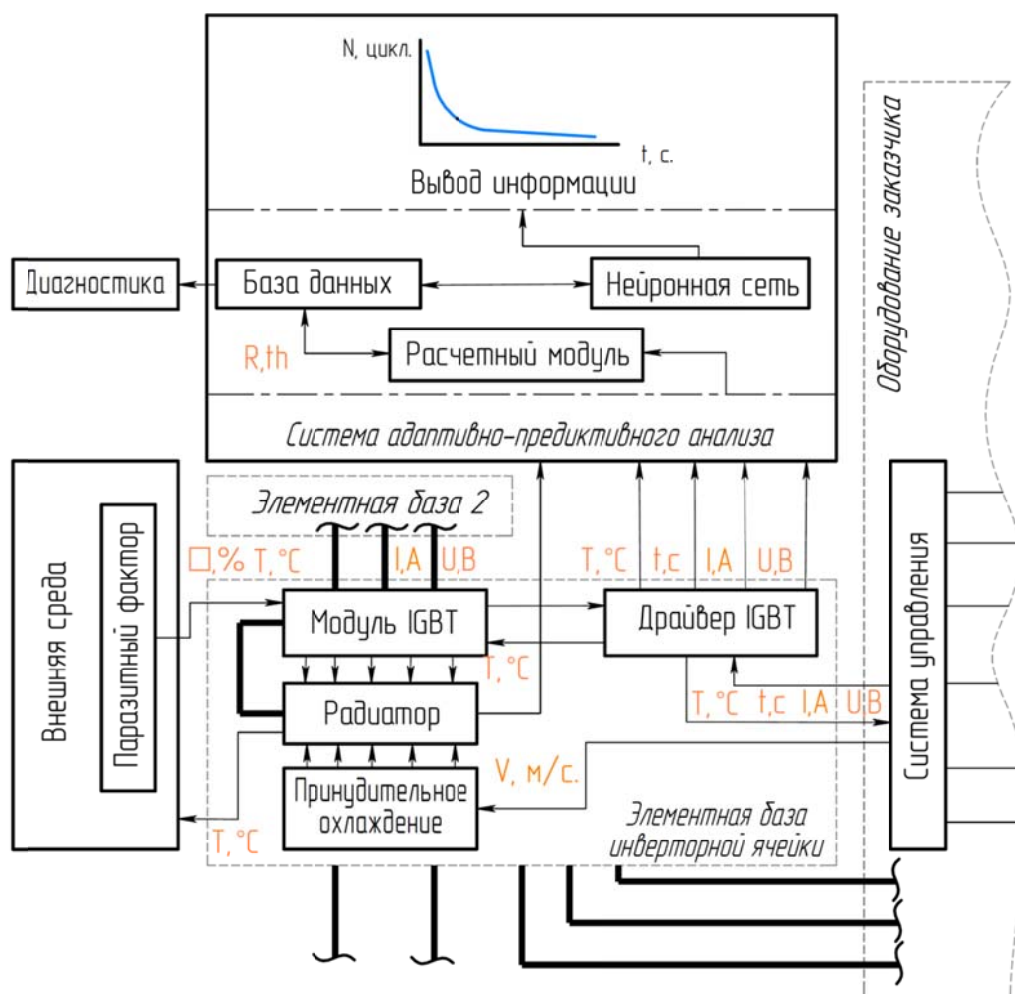


Рисунок 4 – Структурно-функциональная схема системы адаптивно-предиктивного анализа

Заключение

Внедрение в область силовой электроники адаптивно-предиктивных алгоритмов анализа остаточных ресурсов IGBT модулей позволит решить следующие проблемы:

- 1) преждевременный отказ оборудования;
- 2) своевременное облуживание оборудования;
- 3) затруднение поиска неисправности;
- 4) временные затраты на ремонтные работы;
- 5) исключение влиятельных последствий на последующее оборудование.

Применение адаптивно-предиктивной аналитики в силовой электронике позволит:

- 1) сократить время простоя оборудования;
- 2) заранее распределить материально-технические ресурсы для ремонта;
- 3) принять своевременные управленческие решения по выводу оборудования из работы для предотвращения аварии;
- 4) повышение устойчивости эксплуатации;
- 5) повышение эффективности предприятия;
- 6) спланировать рекомендации по своевременному техническому обслуживанию (подтяжка крепежных винтовых соединений модуль-охладитель, замена термопасты основания);
- 7) улучшить качество продукции на основании данных.

В заключении отметим, что представленные подходы по определению мгновенного остаточного ресурса электротехнического оборудования и оценки его надежности могут стать фундаментальной базой создания методологических основ предиктивной эксплуатации электротехнического оборудования.

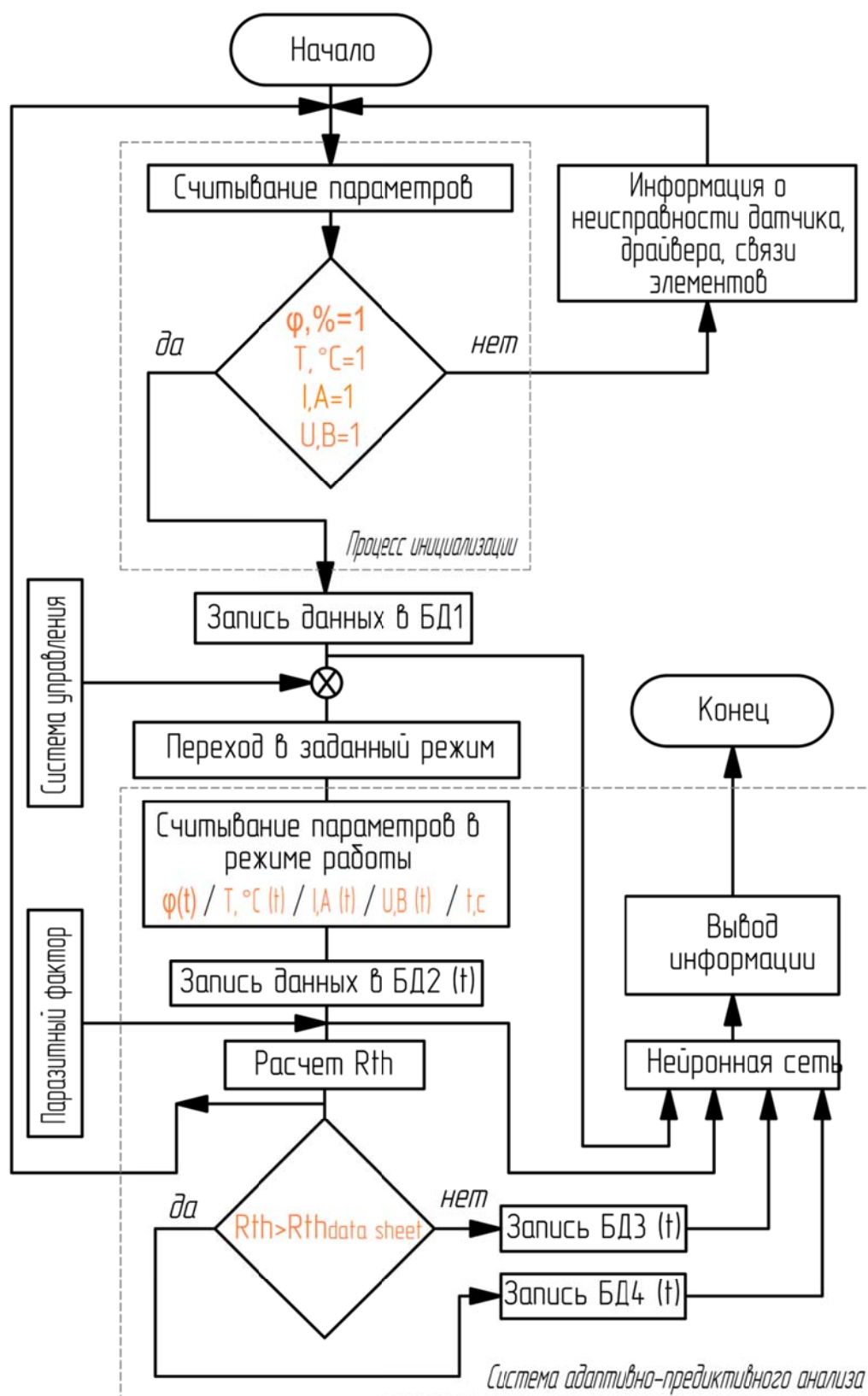


Рисунок 5 – Алгоритм работы адаптивного предиктивного метода анализа остаточного ресурса

Статья подготовлена в рамках выполнения государственного задания №9.2952.2017/4.6.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Колпаков, А.Н. Методы оценки надежности силовых модулей IGBT SEMIKRON // Силовая электроника. – 2005. – №12004. – С. 12–18.

2 Кравченко, Е.В. О методах оценки надежности полупроводниковых устройств силовой электроники // Современная техника и технологии докл. конф. Томск. 2012.

3 Кравченко, Е.В. Prediction of power semiconductor devices reliability working in cyclic mode // EPJ Web of Conferences 76, 01014 (2014). – Tomsk, Russia

4 Дьяченко, А. М. Прогнозирование качества ИС на основе анализа внутренних напряжений // Физические основы надежности и деградации полупроводниковых приборов: тез. докл. конф. – Кишинев, 1991. Ч. II. – С. 136.

Беляев Алексей Владимирович

ФГБОУ ВО «Орловский государственный
университет имени И.С. Тургенева», г. Орёл
Аспирант
Тел.: 89536128219
E-mail: alex57rus2012@gmail.com

Поляков Роман Николаевич

ФГБОУ ВО «Орловский государственный
университет имени И.С. Тургенева», г. Орёл
Д-р техн. наук, заведующий кафедрой мехатроники,
механики и робототехники
E-mail: romanpolak@mail.ru

A.V. BELYAEV, R.N. POLYAKOV

APPROACHES TO INCREASE THE RELIABILITY OF POWER ELECTRONICS OF MECHATRONIC SYSTEMS BY USING ADAPTIVE PREDICTIVE ANALYSIS METHODS

Abstract. *The article discusses the main types of failures of IGBT power semiconductor modules and methods for estimating the expected service life based on thermoelectric parameters. The main types of failures of power semiconductor IGBT devices are considered on the basis of which an approach to estimating the residual resource is formed. A block diagram and an algorithm for calculating the instantaneous reliable state of devices with the possibility of a predictive analysis of the residual resource are presented. The advantages of using this system of analysis in real-time operation of the instruments are substantiated.*

Keywords: *IGBT power semiconductor module, predictive analysis, thermal cycling, thermal resistance, failure, neural network.*

BIBLIOGRAPHY

1 Kolpakov, A.N. Methods for assessing the reliability of IGBT SEMIKRON power modules // Power Electronics. – 2005. – №12004. – pp. 12–18.

2 Kravchenko, E.V. On methods for assessing the reliability of semiconductor devices of power electronics // Modern technology and technology dokl. conf. Tomsk. 2012

3 Kravchenko, E.V., Kuznetsov G.V. Prediction of power cyclic mode semiconductors // EPJ Web of Conferences 76, 01014 (2014). – Tomsk, Russia

4 Dyachenko, AM Predicting the quality of IP based on the analysis of internal stresses // Physical bases of reliability and degradation of semiconductor devices: mes. report conf. – Chisinau, 1991. Part II. – p. 136.

Belyaev Alexey Vladimirovich

Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel
Graduate student
Tel: 89536128219
E-mail: alex57rus2012@gmail.com

Polyakov Roman Nikolaevich

Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel
Doctor of Technical Sciences, Chef of the Department of
Mechatronics, Mechanics and Robotics
E-mail: romanpolak@mail.ru

А.С. ФЕТИСОВ, А.Ю. БАБИН

ПРИМЕНЕНИЕ МЕХАТРОННЫХ СИСТЕМ В ОПОРНЫХ УЗЛАХ РОТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Аннотация. В статье рассмотрены основные аспекты применения мехатронных систем в подшипниковых узлах турбонасосных агрегатов. Приведены основные виды систем активного управления характеристиками опор, а именно изменение геометрии зазора в подшипниках с подвижными элементами, управление давлением и расходом в опорах с активной подачей смазки в область трения и применение «умных» смазочных материалов.

Ключевые слова: подшипник скольжения, система активного управления, эксплуатационные характеристики.

Введение

Проектирование роторных машин, применяемых в ракето- и самолетостроении, нефтепромышленности, водном и наземном транспорте в виде насосных, компрессорных агрегатов, детандеров связано с созданием опор, способных выдерживать действующие на ротор нагрузки на высоких скоростях без разрушения и нарушения работоспособности машины. Основным фактором, влияющим на работоспособность опоры, является виброустойчивость.

Возникновение поперечных и осевых колебаний в роторных машинах принято связывать с воздействием следующих факторов: 1) конструкционные, зависящие от погрешностей монтажа и статической балансировки, 2) технологические, погрешности форм и размеров ротора и втулки, неизбежные при их изготовлении отклонения, погрешности при сборке, неточное динамическое уравнивание, 3) эксплуатационные, связанные с технологическим процессом. Эксплуатационные факторы, в частности, оказывают наибольшее влияние на устойчивость, надежность и долговечность роторной машины и носят наиболее непредсказуемый характер. Так, например, отрыв лопатки турбинных приводов вносит изменение в распределение массы в роторе, что оказывает сильное влияние на виброустойчивость всей системы. Таким образом, можно заключить, что влияние на роторные системы факторов самой различной природы необходимо учитывать при проектировании как радиальных, так и упорных опор в составе одной роторной системы.

Параллельное развитие таких областей науки, как электроника и информационные технологии, привело к тому, что стало возможным найти точки соприкосновения механики, электроники и информационных технологий в мехатронных устройствах. Такие устройства значительно расширяют функционал входящих в него устройств по отдельности и позволяют добиться улучшенных характеристик механического объекта, лежащего в их основе. Так, применительно к опорам роторов такие мехатронные подшипниковые узлы позволяют наряду с функцией автоматизированной диагностики управлять положением ротора в опоре для достижения максимальной устойчивости. В таком случае возможно минимизировать уровень диссипации энергии, происходящей из-за колебаний, которые могут иметь самую различную природу: свободные колебания – являются результатом возникновения внезапной внешней импульсной нагрузки, аэродинамического удара в газопроводе, скачка напряжения статора электродвигателя; вынужденные колебания – появляются вследствие наличия в системе: начального дисбаланса (результат неравномерного износа лопаток), температурного изгиба, погрешностей изготовления и сборки [1, 2]. Переменная масса и дисбаланс, зависящие от технологического процесса, являются источниками параметрического возбуждения [3]. Кроме того, с возможностью управлять положением ротора в опорах появляется возможность вывода роторных машин на более энергоэффективный режим работы путем минимизации потерь мощности на трение в опорах скольжения.

В настоящее время можно выделить следующие основные области исследований подшипников скольжения, целью которых является улучшение их статических и

динамических характеристик: микротекстурирование опорных поверхностей и профилирование каналов подачи смазочного материала [4–7] в подшипниках скольжения, использование подвижных элементов в качестве опорных поверхностей [8–10], использование смазочных материалов с улучшенными реологическими свойствами [11, 12] и внедрение мехатронных технологий и интеллектуального управления в подшипниковые узлы [13]. Область исследования мехатронных опор роторов является относительно неизученной, однако, большинство проведенных исследований подтверждает, как возможность, так и полезность применения активного управления к опорам роторов. Поэтому эта область науки представляет повышенный интерес. В [13] представлены основные этапы развития теоретических и экспериментальных исследований в области подшипников скольжения с активным управлением.

Основная часть

Вопросы управления в мехатронных подшипниках скольжения связаны с тремя основными параметрами: геометрия зазора (подшипники с подвижными элементами), давление/расход (подшипники с активной подачей смазки в область трения) и вязкость (электрореологический). Отдельной областью исследований является, конечно, разработка активных магнитных опор роторов. Ниже будут рассмотрены некоторые исследования, посвященные данным направлениям.

Одними из первых исследований в области активных подшипниковых узлов были активные магнитные опоры [14, 15] (рисунок 1). Принцип работы таких опор заключается в магнитной левитации ротора в статоре, что делает опор бесконтактной. Преимуществами такого типа опор являются высокая износостойкость, возможность функционирования в агрессивных средах и при низких температурах. Такие опоры, тем не менее, также обладают рядом недостатков, среди которых полная зависимость от функционирования системы управления, сложность и дороговизна разработки, монтажа и обслуживания. Активные магнитные подшипники получили довольно широкое распространение в таких роторных системах, как компрессоры, турбины, насосы, моторы и генераторы.

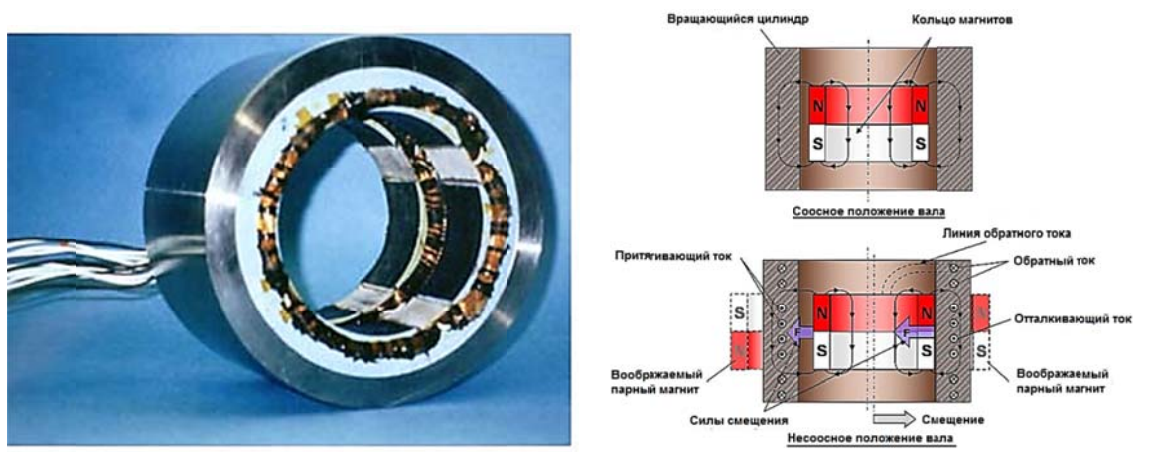


Рисунок 1 – Активный магнитный подшипник

Более предпочтительным в ряде случаев является использование более простых конструкций опор роторов, обладающих тем же уровнем устойчивости и надежности, что и активные магнитные подшипники. Активные гидростатодинамические подшипники также обладают высокой износостойкостью при работе в установившемся режиме при полном разделении трущихся поверхностей смазочным слоем. Проблема возможного механического контакта на этапах разгона и останова двигателя решается путем подачи смазочной жидкости под давлением. Возможность смазки подшипников скольжения криогенной смазкой позволяет таким подшипникам успешно функционировать в составе роторных систем ракетных и авиационных двигателях. Простота конструкции активного гидростатодинамического подшипника и относительная простота системы его управления

являются основными преимуществам активных гидростатодинамических опор перед активными магнитными, однако, стоит отметить некоторое усложнение процесса моделирования таких опор. Далее будет рассмотрен ряд исследований, посвященных активным гидростатодинамическим подшипникам.

Наибольшее распространение среди исследований активных подшипников скольжения получили опоры с подвижными элементами [16–20], в которых управляемым параметром является форма зазора (рисунок 2) или давление подачи смазочного материала. В общем случае принцип работы таких опор заключается в создании дополнительной несущей способности путем изменения угла наклона опорных элементов или величины зазора между ротором и опорными элементами. Таким образом изменяется гидродинамическая составляющая несущей способности. Примером управления формой зазора служит исследование [16].

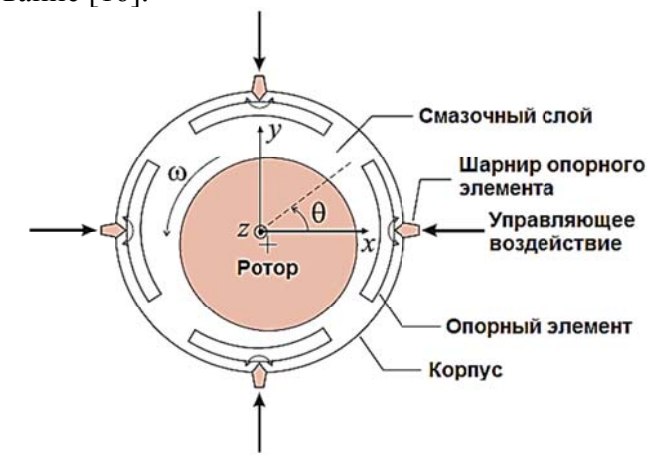


Рисунок 2 – Активный подшипник с подвижными элементами (управление формой зазора)

Результаты, представленные в [18] свидетельствуют о безусловном преимуществе использования активного управления для достижения максимальной устойчивости ротора. Так, при отсутствии внешнего возбуждения при эксцентричном начальном положении ротора в пассивной опоре происходит контакт ротора с поверхностью одного из опорных элементов через $t \approx 0.055$ с. При включенной системе управления, тем не менее, ротор занимает устойчивое положение в центре подшипника через $t \approx 0.25$ с. Также в работе представлены результаты моделирования работы данной опоры в условиях импульсной нагрузки в 950 Н. Траектория ротора на пассивном подшипнике приближается к границам радиального зазора еще до приложения импульсной нагрузки. В момент приложения внешнего возбуждения ротор снова вошел в механический контакт с одним из опорных элементов. Траектория движения ротора при включенной системе управления углом наклона опорных элементов показала намного большую устойчивость. Таким образом, авторы делают вывод о преимуществах управляемых подшипников с подвижными элементами, улучшении динамических параметров подшипника и большей стабильности движения ротора, что позволяет расширить область применения для роторных машин с высокими частотами вращения роторов и переменными радиальными нагрузками.

Одним из примеров исследований в области алгоритмов управления в радиальных гидростатодинамических подшипниках служит работа [21], в которой описываются алгоритмы для минимизации колебаний с известными параметрами в радиальных подшипниках фрезеровочного станка. Авторами была разработана экспериментальная установка, в основе системы управления которой лежит принцип управления давлением подачи смазки в область трения опор. В работе рассматривались два алгоритма минимизации колебаний: упреждающее воздействие (УВ) и формирование входного сигнала (ФВС). Оба алгоритма опираются на известные характеристики внешнего воздействия и заключаются в следующем: алгоритм упреждающего воздействия использует известные параметры колебаний и задержки системы управления для выдачи оптимального управляющего

сигнала, формирование входного сигнала основано на формировании плавающей уставки (желаемого положения вала) для дополнительного регулирования положения при условии известной силы воздействия в каждый момент времени. На рисунке 8 показана траектория ротора в радиальной опоре по одной из координат. Серой пунктирной линией показана траектория при отключенной системе управления, представляющая собой периодические колебаний в виде развертки во времени. Черной пунктирной линией показана траектория ротора при включенном алгоритме УВ, можно заметить значительное снижение амплитуды нежелательных вибраций. При включенных алгоритмах УВ и ФВС (черная сплошная линия) ротор ведет себя еще более устойчиво (рисунок 3). Таким образом, показана эффективность способов управления положением ротора в опорах скольжения при условии возможности провести анализ колебаний ротора для определения их основных характеристик.

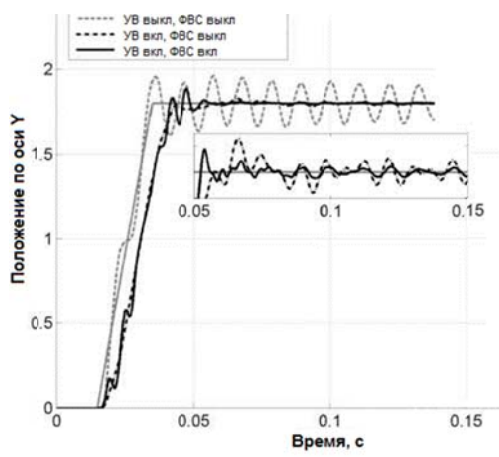


Рисунок 3 – Результаты экспериментальных исследований применения алгоритмов компенсации нежелательных вибраций

Среди технических решений, связанных с управлением формой зазора между подшипником и ротором, следует отметить исследование [22], объектом которого был упорный аэростатический подшипник с управляемой конусностью гибкой опорной поверхности. Актуаторами в этом случае выступали пакеты пьезоэлементов, которые, удлиняясь, деформировали поверхность опоры. Представленные результаты позволяют оценить влияние наличия в системе пьезоэлементов как актуаторов на динамические характеристики роторно–опорного узла. При увеличении частоты возбуждения жесткость активной опоры падает, однако, в диапазоне от 0 до примерно 300 Гц выше, чем у соответствующего пассивного подпятника, при этом этот эффект не зависит от внешней нагрузки.

Пример успешного применения пьезоэлементов в качестве актуаторов в радиальных подшипниках показан в [23]. В данной работе рассмотрено влияние наличия системы управления, основанной на управлении формой зазора путем деформации гибкой втулки подшипника, в роторно–опорном узле на диапазон стабильной работы. На рисунке 4 изображена исследуемая опора.

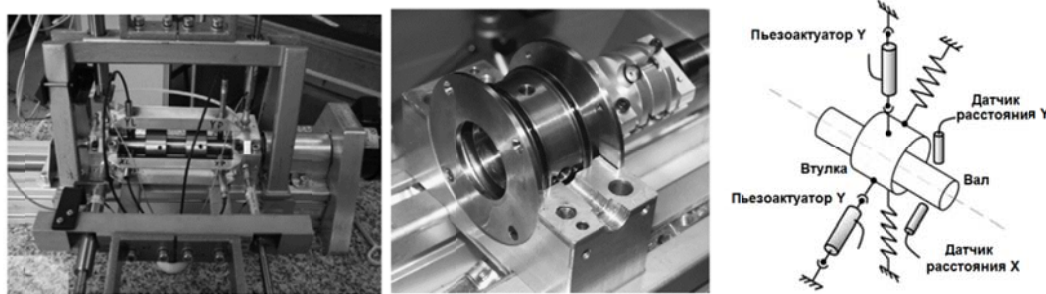


Рисунок 4 – Экспериментальная установка по исследованию активных радиальных подшипников с гибкой втулкой

Отдельной областью исследований можно считать активные подшипниковые узлы, смазываемые средами сложной реологии, свойствами которых можно управлять [24–27]. К таким средам относятся ферромагнитные и магнитоареологические жидкости, основное отличие которых заключается в их составе и размере частиц. Применение данного типа смазочного материала позволяет управлять процессами трения за счет варьирования величины напряженности магнитного поля. В зависимости от подхода к моделированию магнитоареологических жидкостей, приложенное магнитное поле может изменять величины магнитной силы, действующей в направлении линий магнитного поля, либо характеристик течения смазочного материала в зазоре опоры. Исследования [28–33] показывают, что эффективными конструктивными параметрами при проектировании опор скольжения, смазываемых реомагнитными жидкостями, являются величина и направление приложенного магнитного поля и параметры смазочного материала, а именно вязкость материала–основы, объемная доля и размер магнитных частиц (рисунок 5).

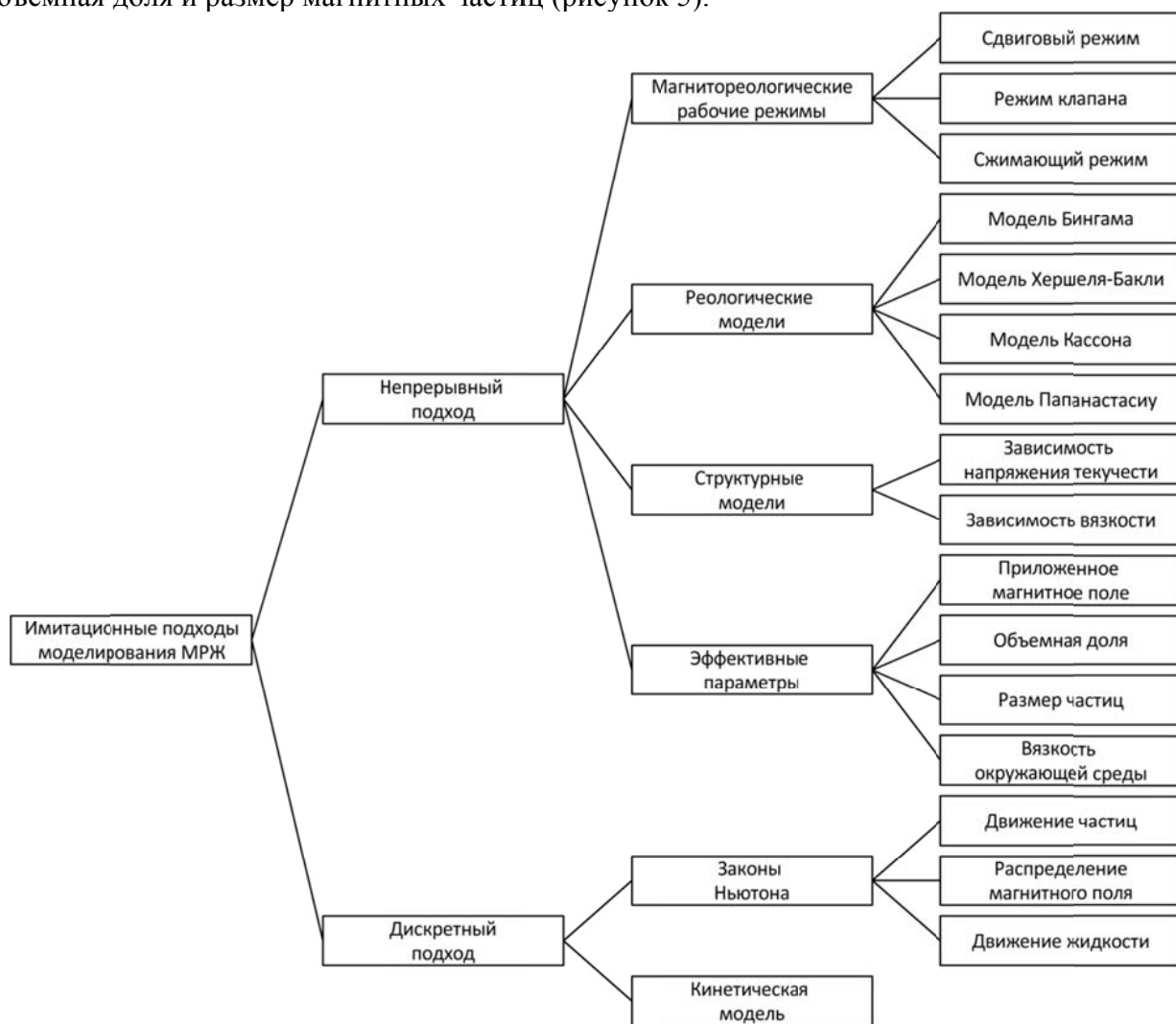


Рисунок 5 – Основные методы моделирования магнитоареологических жидкостей

В работе [33] описано применение ферромагнитных и магнитоареологических жидкостей в радиальных подшипниках скольжения. На рисунке 6 представлено фото и схема рассматриваемого подшипникового узла.

В экспериментальной установке использовались ротор, сделанный из нержавеющей стали. Кроме того, авторами был проведен анализ результатов с целью определения возможности использования жидкостей с контролируемыми параметрами в активных радиальных подшипниках. На рисунке 7 представлены сравнительные результаты по расчету и экспериментальному определению несущей способности при различном эксцентриситете. Авторами сделан вывод о возможности применения магнитоареологических жидкостей в

качестве активных жидкостей в мехатронных опорах роторов и отмечен незначительный эффект, оказываемый магнитным полем на характеристики смазочного слоя с ферромагнитной жидкостью. При этом большую роль играют материалы элементов роторно–опорного узла.



Рисунок 6 – Фото и схема экспериментального подшипникового узла

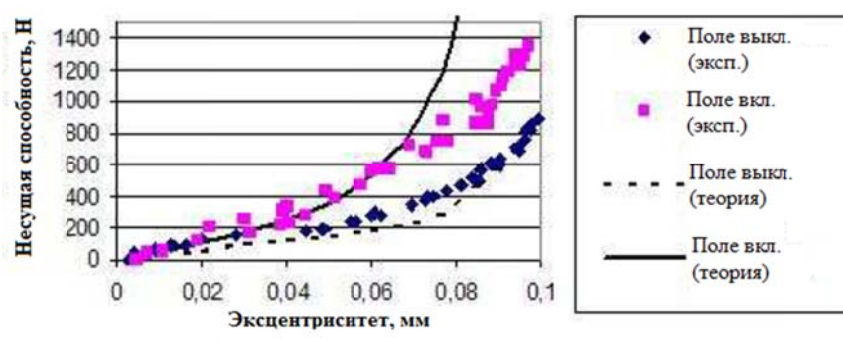


Рисунок 7 – Сравнительные результаты по определению несущей способности для: а) ротора из нержавеющей стали с магнитореологической жидкостью, б) ротора из углеродистой стали с магнитореологической жидкостью, в) ротора из углеродистой стали с ферромагнитной жидкостью

По результатам исследования были сделаны выводы о том, что использованная магнитореологическая жидкость может быть использована в качестве активной смазки в упорных гидростатических опорах роторов, при этом было отмечено, что, имея подходящие элементы управления и контроля параметров, можно достичь почти бесконечной жесткости упорного подшипника: величина осевого зазора в точке А при определенной индукции поля равна величине зазора в точке В, при этом несущая способность опоры увеличивается более, чем в 6 раз.

Заключение

Рассмотрены различные примеры мехатронных устройств в роторно–опорных узлах. Были рассмотрены подшипники, механизм управления в которых связан с изменением формы зазора, управлением характеристиками расхода/давления. Также показаны основные подходы к моделированию опор скольжения, смазываемых жидкостями с изменяемыми свойствами. Применение принципов работы мехатронных систем к области роторно–опорных узлов позволяет получать более высокие характеристики работы роторных агрегатов по сравнению с системами без управления.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 18–38–00465.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Леонтьев М.К. К моделированию обрыва лопатки двигателя большой степени двухконтурности / Леонтьев М.К., Давыдов А.В., Дегтярев С.А., Гладкий И.Л. // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. № 2, 2014, сс. 33–38.

2. Леонтьев М.К. Выбор моделей гидродинамических демпферов в задачах роторной динамики газотурбинных двигателей / Леонтьев М.К., Кутаков М.Н. // Вестник самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. Издательство: Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева (Самара), № 3, 2017, сс. 81–93.
3. Магнус К. Колебания: Введение в исследование колебательных систем. М.: Мир, 1982. 304 с.
4. Gropper D., Wang L., Harvey T. Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings // Tribology International, Vol. 94, 2016. PP. 509 – 529.
5. Gropper D., Wang L., Harvey T. A numerical model for design and optimization of surface textures for tilting pad thrust bearings // Tribology International, Vol. 119, 2018. PP. 190–207.
6. Henry Y., Bouyer J., Fillon M. An experimental analysis of the hydrodynamic contribution of textured thrust bearings during steady state operation – Comparison with the untextured parallel surface configuration // ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology 1994–1996 (vols 208–210) 229, 2015. PP. 362–375.
7. Tala-Ighil N., Fillon M. Performance evolution of fully and partially textured hydrodynamic journal bearings lubricated with two lubricants // OP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Vol. 174, 2017.
8. Fillon M., Bligoud J.-C., Frene J. Experimental Study of Tilting-Pad Journal Bearings—Comparison With Theoretical Thermoelastohydrodynamic Results // Journal of Tribology, Vol. 114(3), 1992. PP. 579–587.
9. Ettles C. M. M. The analysis and performance of pivotedpad journal bearings considering thermal and elastic effects // Journal of Lubrication Technology, Vol. 102, Issue. 2, 1980. PP. 182–192.
10. Boyd J., Raimondi A. A. An analysis of the pivoted-pad journal bearing // Mechanical Engineering, Vol. 75, Issue 5, 1953. PP.380–386.
11. Kasai M., Fillon M., Bouyer J., Jarny S. Influence of lubricants on plain bearing performance: analysis of bearing performance with polymer-containing oils // Proceedings of the 2012 Annual Meeting & Exhibition, St. Louis, Missouri, USA. 2012. 5 p.
12. Kornaeв A.V., Savin L. A., Kornaeва E.P., Fetisov A.S. Influence of the ultrafine oil additives on friction and vibration in journal bearings // Tribology International, Vol. 101, 2016. PP. 131–140.
13. Santos I.F., Controllable Sliding Bearings and Controllable Lubrication Principles—An Overview // Lubricants, Vol. 6(1), 2018. 12 p.
14. Habermann H., Liard G. An active magnetic bearing system // Precision Engineering. Vol. 2, Issue 3, 1980. PP. 139–140.
15. Bleuler H., Vischer D., Schweitzer G., Traxler A., Zlatnik D. New concepts for cost-effective magnetic bearing control // Automatica. Vol. 30, Issue 5, 1994. PP. 871–876.
16. Deckler D.C., Veillette R.J., Braun M.J., Choy F.K. Simulation and Control of an Active Tilting-Pad Journal Bearing // STLE Tribology Trans, Vol. 47, 2000. PP. 440–458.
17. An Wu, Zhijun Cai, de Queiroz M.S. Model-Based Control of Active Tilting-Pad Bearings // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 12, Issue 6, 2008. PP. 112–122.
18. Cai Z., de Queiroz M.S., Khonsari M.M. Adaptive control of active tilting-pad bearings // Proceedings of the American Control Conference. Vol. 4, 2003. PP. 2907–2912.
19. Santos I.F. Design and Evaluation of Two Types of Active Tilting Pad Journal Bearings // The Active Control of Vibration. Mechanical Engineering Publications Limited, 1994. PP. 79–87.
20. Haugaard M.A. On Controllable Elastohydrodynamic Fluid Film Bearings. DTU Mechanical Engineering, PhD thesis, 2011. 182 p.
21. Santos I. F., Nicoletti R., Scalabrin A. Feasibility of Applying Active Lubrication to Reduce Vibration in Industrial Compressors // ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 126, Issue 4, 2004. PP. 888–894.
22. Kytka P., Riemann B., Nordmann R. Application of Feedforward-Disturbance-Compensation and Input-Shaping to a Machine z-Axis in Active Hydrostatic Bearings // Proceedings of the 9th International Conference on Motion and Vibration Control, 2000. PP. 445 – 454.
23. Aguirre G., Al-Bender F., Van Brussel H. Dynamic stiffness compensation with active aerostatic thrust bearings // Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering. ISMA, Leuven, Belgium, 2008. PP.105–118.
24. Tůma J., Šimek J., Škuta J., Los J. Active vibrations control of journal bearings with the use of piezoactuators // Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 36, 2013. PP. 618–629.
25. Osman T.A., Nada G.S., Safar Z.S. Static and dynamic characteristics of magnetized journal bearings lubricated with ferrofluid // Tribology International, Vol. 34, 2001. PP. 369–380.
26. Wang X., Li H., Li M., Bai H., Meng G., Zhang H. Dynamic characteristics of magnetorheological fluid lubricated journal bearing and its application to rotor vibration control // Journal Of Vibroengineering, Vol. 17, Issue 4, 2015. PP. 1912 – 1927.
27. Urreta H., Leicht Z., Sanchez A., Agirre A., Kuzhir P., Magnac G. Hydrodynamic bearing lubricated with magnetic fluids // Journal of Physics: Conference Series, Vol. 149, 2009. 5 pp.
28. Hesselbach J., Abel-Keilhack C., Active hydrostatic bearing with magnetorheological fluid // Journal of Applied Physics, Vol. 93, 2003. PP. 8441 – 8443.
29. De Vicente J, Klingenberg DJ and Hidalgo-Alvarez R (2011a) Magnetorheological fluids: a review. Soft Matter 7: 3701–3710

30. Farjoud A, Ahmadian M, Mahmoodi N, et al. (2011) Nonlinear modeling and testing of magneto-rheological fluids in low shear rate squeezing flows. *Smart Materials and Structures* 20: 085013 (14 pp.).
31. Hashemabadi SH and Mirnajafizadeh SM (2010) Analysis of viscoelastic fluid flow with temperature dependent properties in plane Couette flow and thin annuli. *Applied Mathematical Modelling* 34: 919–930.
32. Omidbeygi F and Hashemabadi SH (2012) Experimental study and CFD simulation of rotational eccentric cylinder in a magnetorheological fluid. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 324: 2062–2069.
33. Wang J, Meng G, Feng N, et al. (2005) Dynamic performance and control of squeeze mode MR fluid damper–rotor system. *Smart Materials and Structures* 14: 529.

Фетисов Александр Сергеевич

ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орел
Аспирант, стажер–исследователь ПНИЛ «МГМС»
Тел.: 89200898133
E-mail: fetisov57rus@mail.ru

Бабин Александр Юрьевич

ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орел
Младший научный сотрудник ПНИЛ «МГМС»
Тел.: 89290606012
E-mail: alex.mech.osu@gmail.com

A.S. FETISOV, A.Yu. BABIN

APPLICATION OF MECHATRONIC SYSTEMS IN BEARINGS OF ROTOR MACHINES

Abstract. *The present paper features basic aspects of application of mechatronic systems in bearings of turbo pumps. Main types of active control types are presented that are used to control bearings characteristics, namely gap shape control, supply pressure and flow rate control and application of smart lubricants.*

Keywords: *fluid–film bearing, active control system, operational characteristics.*

BIBLIOGRAPHY

1. Leontyev M.K. K modelirovaniyu obryva lopatki dvigatelya bolshoy stepeni dvukhkонтurnosti / Leontyev M.K., Davydov A.V., Degtyarev S.A., Gladkiy I.L. // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Aviatsionnaya tekhnika.* № 2, 2014, PP. 33–38.
2. Leontyev M.K. Vybory modeley gidrodinamicheskikh dempferov v zadachakh rotornoy dinamiki gazoturbinnnykh dvigateley / Leontyev M.K., Kutakov M.N. // *Vestnik samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie.* Izdatelstvo: Samarskiy natsionalnyy issledovatel'skiy universitet imeni akademika S.P. Koroleva (Samara), № 3, 2017, PP. 81–93.
3. Magnus K. Kolebaniya: Vvedenie v issledovanie kolebatelnykh sistem. M.: Mir, 1982. 304 s.
4. Gropper D., Wang L., Harvey T. Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings // *Tribology International*, Vol. 94, 2016. PP. 509 – 529.
5. Gropper D., Wang L., Harvey T. A numerical model for design and optimization of surface textures for tilting pad thrust bearings // *Tribology International*, Vol. 119, 2018. PP. 190–207.
6. Henry Y., Bouyer J., Fillon M. An experimental analysis of the hydrodynamic contribution of textured thrust bearings during steady state operation – Comparison with the untextured parallel surface configuration // *ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology 1994–1996 (vols 208–210)* 229, 2015. PP. 362–375.
7. Tala-Ighil N., Fillon M. Performance evolution of fully and partially textured hydrodynamic journal bearings lubricated with two lubricants // *OP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 174, 2017.
8. Fillon M., Bligoud J.-C., Frene J. Experimental Study of Tilting–Pad Journal Bearings—Comparison With Theoretical Thermoelastohydrodynamic Results // *Journal of Tribology*, Vol. 114(3), 1992. PP. 579–587.
9. Ettles C. M. M. The analysis and performance of pivotedpad journal bearings considering thermal and elastic effects // *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 102, Issue. 2, 1980. PP. 182–192.
10. Boyd J., Raimondi A. A. An analysis of the pivoted–pad journal bearing // *Mechanical Engineering*, Vol. 75, Issue 5, 1953. PP.380–386.
11. Kasai M., Fillon M., Bouyer J., Jarny S. Influence of lubricants on plain bearing performance: analysis of bearing performance with polymer–containing oils // *Proceedings of the 2012 Annual Meeting & Exhibition, St. Louis, Missouri, USA.* 2012. 5 p.
12. Kornaev A.V., Savin L. A., Kornaeva E.P., Fetisov A.S. Influence of the ultrafine oil additives on friction and vibration in journal bearings // *Tribology International*, Vol. 101, 2016. PP. 131–140.
13. Santos I.F., Controllable Sliding Bearings and Controllable Lubrication Principles—An Overview // *Lubricants*, Vol. 6(1), 2018. 12 p.

14. Habermann H., Liard G. An active magnetic bearing system // *Precision Engineering*. Vol. 2, Issue 3, 1980. PP. 139–140.
15. Bleuler H., Vischer D., Schweitzer G., Traxler A., Zlatnik D. New concepts for cost-effective magnetic bearing control // *Automatica*. Vol. 30, Issue 5, 1994. PP. 871–876.
16. Deckler D.C., Veillette R.J., Braun M.J., Choy F.K. Simulation and Control of an Active Tilting-Pad Journal Bearing // *STLE Tribology Trans*, Vol. 47, 2000. PP. 440–458.
17. An Wu, Zhijun Cai, de Queiroz M.S. Model-Based Control of Active Tilting-Pad Bearings // *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 12, Issue 6, 2008. PP. 112–122.
18. Cai Z., de Queiroz M.S., Khonsari M.M. Adaptive control of active tilting-pad bearings // *Proceedings of the American Control Conference*. Vol. 4, 2003. PP. 2907–2912.
19. Santos I.F. Design and Evaluation of Two Types of Active Tilting Pad Journal Bearings // *The Active Control of Vibration*. Mechanical Engineering Publications Limited, 1994. PP. 79–87.
20. Haugaard M.A. On Controllable Elastohydrodynamic Fluid Film Bearings. DTU Mechanical Engineering, PhD thesis, 2011. 182 p.
21. Santos I. F., Nicoletti R., Scalabrin A. Feasibility of Applying Active Lubrication to Reduce Vibration in Industrial Compressors // *ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 126, Issue 4, 2004. PP. 888–894.
22. Kytka P., Riemann B., Nordmann R. Application of Feedforward-Disturbance-Compensation and Input-Shaping to a Machine z-Axis in Active Hydrostatic Bearings // *Proceedings of the 9th International Conference on Motion and Vibration Control*, 2000. PP. 445 – 454.
23. Aguirre G., Al-Bender F., Van Brussel H. Dynamic stiffness compensation with active aerostatic thrust bearings // *Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering*. ISMA, Leuven, Belgium, 2008. PP.105–118.
24. Tůma J., Šimek J., Škuta J., Los J. Active vibrations control of journal bearings with the use of piezoactuators // *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 36, 2013. PP. 618–629.
25. Osman T.A., Nada G.S., Safar Z.S. Static and dynamic characteristics of magnetized journal bearings lubricated with ferrofluid // *Tribology International*, Vol. 34, 2001. PP. 369–380.
26. Wang X., Li H., Li M., Bai H., Meng G., Zhang H. Dynamic characteristics of magnetorheological fluid lubricated journal bearing and its application to rotor vibration control // *Journal Of Vibroengineering*, Vol. 17, Issue 4, 2015. PP. 1912 – 1927.
27. Urreta H., Leicht Z., Sanchez A., Agirre A., Kuzhir P., Magnac G. Hydrodynamic bearing lubricated with magnetic fluids // *Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 149, 2009. 5 pp.
28. Hesselbach J., Abel-Keilhack C., Active hydrostatic bearing with magnetorheological fluid // *Journal of Applied Physics*, Vol. 93, 2003. PP. 8441 – 8443.
29. De Vicente J, Klingenberg DJ and Hidalgo-Alvarez R (2011a) Magnetorheological fluids: a review. *Soft Matter* 7: 3701–3710
30. Farjoud A, Ahmadian M, Mahmoodi N, et al. (2011) Nonlinear modeling and testing of magnetorheological fluids in low shear rate squeezing flows. *Smart Materials and Structures* 20: 085013 (14 pp.).
31. Hashemabadi SH and Mirnajafizadeh SM (2010) Analysis of viscoelastic fluid flow with temperature dependent properties in plane Couette flow and thin annuli. *Applied Mathematical Modelling* 34: 919–930.
32. Omidbeygi F and Hashemabadi SH (2012) Experimental study and CFD simulation of rotational eccentric cylinder in a magnetorheological fluid. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 324: 2062–2069.
33. Wang J, Meng G, Feng N, et al. (2005) Dynamic performance and control of squeeze mode MR fluid damper-rotor system. *Smart Materials and Structures* 14: 529.

Fetisov Alexander Sergeevich

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Orel State University», Orel
Postgraduate student,
Junior researcher RL «MHMS»
Phone.: 89200898133
E-mail: fetisov57rus@mail.ru

Babin Alexander Yurievich

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Orel State University», Orel
Junior researcher RL «MHMS»
Phone.: 89290606012
E-mail: alex.mech.osu@gmail.com

ПРИБОРЫ, БИОТЕХНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И ТЕХНОЛОГИИ

УДК 535.8+617–089

А.В. МАМОШИН, Е.С. СЕРЁГИНА, Е.В. ПОТАПОВА, А.И. ШЕПЕЛЕВА,
А.В. ДУНАЕВ, А.Л. АЛЪЯНОВ, А.Е. ИВАНОВ, А.В. АЛАДОВ

ОПТИМИЗАЦИЯ ОСВЕЩЕНИЯ ОПЕРАЦИОННОГО ПОЛЯ С ПОМОЩЬЮ ДИНАМИЧЕСКИ УПРАВЛЯЕМЫХ ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ИСТОЧНИКОВ СВЕТА

Аннотация. Во время операции для хирурга важно определить оптимальные условия освещения для контрастной визуализации оперируемых объектов. В работе анализируются различные параметры управляемого цветно–динамического хирургического светильника на основе мощного светодиода при контрастировании отдельных органов и тканей модельных животных. Полученные результаты позволят разработать библиотеку цветовой гаммы и настроек освещения для широкого спектра хирургических операций.

Ключевые слова: хирургический свет, смешивание цветов, контролируемые полупроводниковые источники света, светодиоды, контрастная визуализация биологических тканей.

Введение

В клинической практике получение достаточного и правильного с точки зрения цветопередачи освещения в операционных является важным, поскольку это оказывает влияние на успешное выполнение оперативного пособия. Хорошая цветопередача имеет жизненно важное значение для того, чтобы четко определить различные формы, размеры и текстуру трехмерных объектов и позволить хирургу избежать ошибок во время выполнения оперативного вмешательства [1–3].

Хорошее освещение операционного поля, в том числе глубоких операционных ран, позволяет корректно распознавать изменение цвета в кислородсодержащей крови для определения цианоза [4], лучше дифференцировать нормальные и воспаленные ткани [5], оценивать визуально жизнеспособность тканей при трансплантации [6]. Плохая световая обстановка в сочетании с высокой зрительной нагрузкой может явиться причиной зрительного и общего утомления врача, способствовать развитию близорукости, нистагма и некоторых других заболеваний, а также травм [7–9]. Освещение влияет не только на функционирование зрительного аппарата, то есть определяет зрительную работоспособность, но и на психику человека, его эмоциональное состояние. Длительное пребывание в условиях зрительного дискомфорта приводит к отвлечению внимания, уменьшению сосредоточенности, зрительному и общему утомлению, неверному восприятию состояния органов и тканей.

В настоящее время в практической медицине для освещения операционных применяются в основном источники искусственного освещения на основе ламп накаливания, галогенных и ксеноновых ламп. В последнее время многие ведущие производители хирургического освещения начали производить светодиодные операционные светильники. Их основные преимущества заключаются в долгом сроке службы, низком энергопотреблении, малых размерах для построения компактных конструкций осветительных систем. Наиболее важным достоинством светодиодного освещения с медицинской точки зрения является то, что они работают при чрезвычайно низких температурах по сравнению с галогеновыми источниками света, что означает больший комфорт для хирурга и отсутствие УФ–облучения, вызывающего высушивание открытой ткани. Однако, с целью улучшения качества визуализации операционного поля, контрастности восприятия различных биологических тканей необходимо разработать светодиодный хирургический осветитель с управляемыми цветовыми параметрами для

освещения операционного поля и отдельными режимами для возможности улучшения видимости различных тканей при операциях по системам (абдоминальные, торакальные, ортопедические и др.). Комбинирование сочетаний цветов, направленных на улучшение визуализации и детализации конкретных анатомических структур, позволяет оптимизировать освещение операционного поля применительно к определенной анатомической области и обеспечивает отличную четкость и лучшее восприятие операционного поля хирургом.

Целью настоящей работы являются предварительные исследования спектральных и цветовых показателей комбинированного светодиодного излучения для повышения контрастности биологических тканей с возможностью подбора оптимальных характеристик освещения при проведении лабораторных исследований и хирургических операций.

Материалы и методы

Экспериментальные измерения проводились с использованием специально разработанного управляемого цветодинамического хирургического осветителя на основе мощного RGBW светодиода Phlatlight CBM-360 Luminus Inc. Основные узлы прототипа собраны НТЦ микроэлектроники и субмикронных гетероструктур РАН (г. Санкт-Петербург, Россия). Прототип цветодинамического хирургического осветителя обладает следующими характеристиками: выходной световой поток до 4000 лм, освещенность площадки 200x200 мм до 25000 лк (в белом свете), с однородностью распределения по цвету ~5% и по интенсивности не хуже 15%; область синтезируемых цветов составляет более 75% локуса реальных цветов по диаграмме цветности XYZ МКО 1931; количество синтезируемых различных цветов более 1000000; диапазон цветовых температур для белого света составляет 2500–1200 К при индексе цветопередачи 70–90. Одним из элементов конструкции является выходная оптическая система, которая позволяет выполнить эффективное смещение излучения различных цветов от дискретных источников и сформировать однородную по интенсивности и цвету освещаемую зону. Программное обеспечение данного светильника позволяет изменять интенсивность четырех типов светодиодов: холодный белый (5000 К), красный (630 нм), синий (460 нм) и зеленый (520 нм). Управление световыми параметрами хирургического осветителя во время проведения исследований осуществлялось с удаленного компьютера с использованием разработанного программного обеспечения, связанного с осветителем по радио интерфейсу Bluetooth класса 2 с дальностью до 30 м.

В лабораторных условиях, на базе ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», с помощью хирургического осветителя проведены тестовые исследования на животных. Экспериментальные исследования проводились на клинически здоровых крысах-самцах (n=5) линии Wistar (возраст 6 месяцев) в соответствии с принципами надлежащей лабораторной практики GLP (согласно ГОСТ 33647–2015). Работа была одобрена этическим комитетом Орловского государственного университета имени И.С. Тургенева (протокол №10 от 16.10.2017). Животных содержали в контролируемых по температуре, влажности, чистоте условиях карантина в течение 2 недель. Во время исследования крысы были подвергнуты анестезии препаратом Золетил 100 (Vibrac, Франция) в стандартных дозировках. Животные размещались на специальной фиксирующей платформе. Исследования проводились на участке кожи после предварительной депиляции, подкожно-жировой клетчатке, тканях мышц органов брюшной полости (кишечнике, печени). После окончания исследования животных выводили из опыта в соответствии с правилами проведения экспериментов.

Цветодинамический хирургический осветитель устанавливался над специальным операционным столом для мелких лабораторных животных на расстоянии 70 см, что обеспечивало создание однородного светового пятна размером не менее 20x20 см (рисунок 1). Во время исследований в программном обеспечении светильника проводилось изменение параметров каждого светодиода. На основании субъективной зрительной оценки операционной бригады проводился подбор оптимального освещения операционного поля для каждого участка исследования. Спектральный состав испускаемого света контролировался мобильным спектрометром МК350.

При освещении каждого отдельно взятого органа производилось изменение спектральных составляющих источника света для увеличения контрастности визуализации конкретной ткани. Для выбора оптимального цвета освещения, обеспечивающего контрастную визуализацию, были проведены исследования спектров отражения $R(\lambda)$.

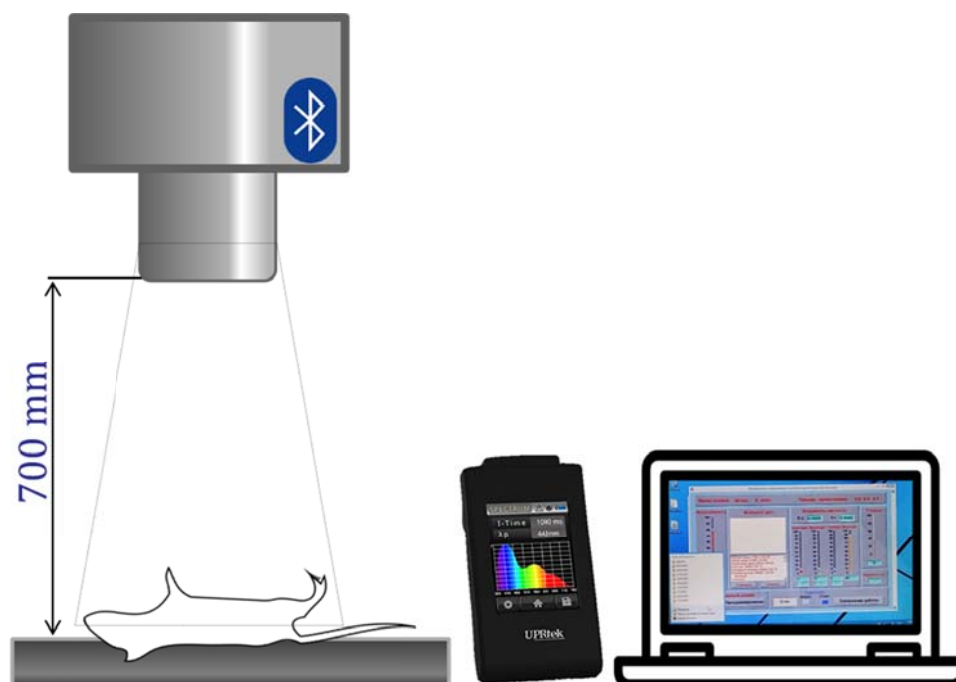


Рисунок 1 – Схема установки цветодинамического хирургического осветителя над специальным операционным столом для мелких лабораторных животных

Результаты и обсуждение

На рисунках 2–6 показаны результаты подбора наиболее комфортного и контрастного освещения хирургического поля при работе с разными видами тканей и органов.

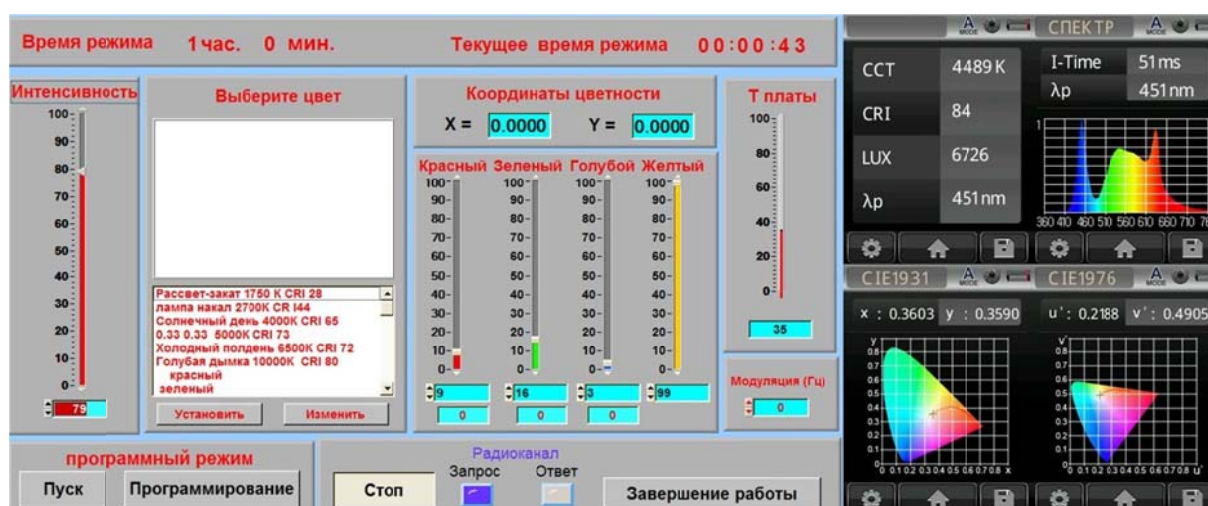


Рисунок 2 – Цветовая температура светового пятна при освещении кожи

Из параметров программы и данных спектрометра следует, что изменение комбинации сочетания цветов позволяет оптимизировать визуализацию и контрастность отдельных анатомических структур в рамках субъективной оценки их состояния и дифференциации отдельных органов и тканей. Так, например, для кожи и подкожно-жировой клетчатки параметры интенсивности красных светодиодов отличаются от

интенсивности для освещения остальной группы тканей, что связано с биологическими особенностями исследуемых областей.

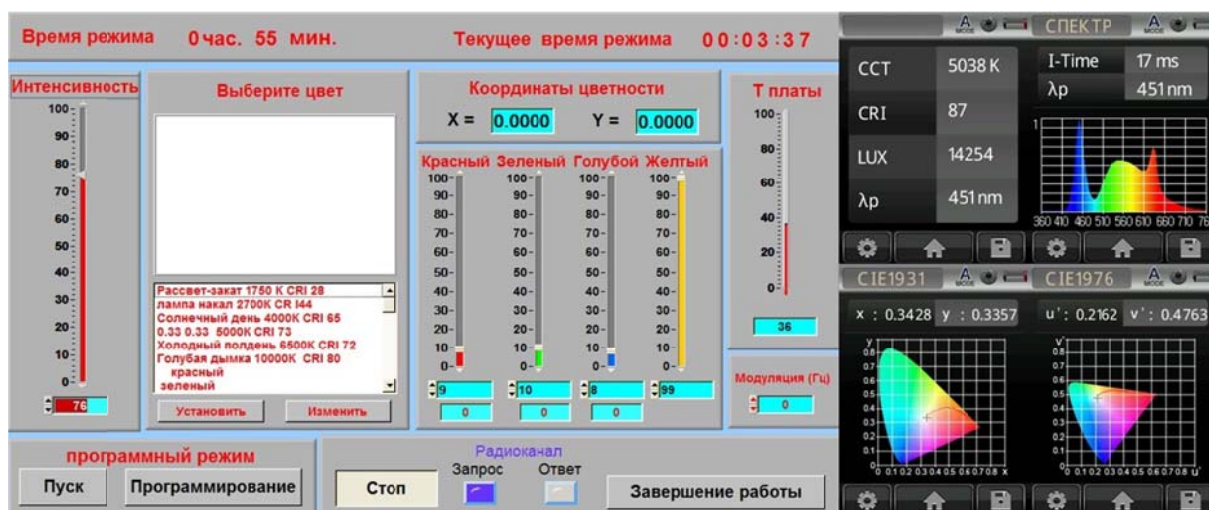


Рисунок 3 – Цветовая температура светового пятна при освещении подкожно-жировой клетчатки

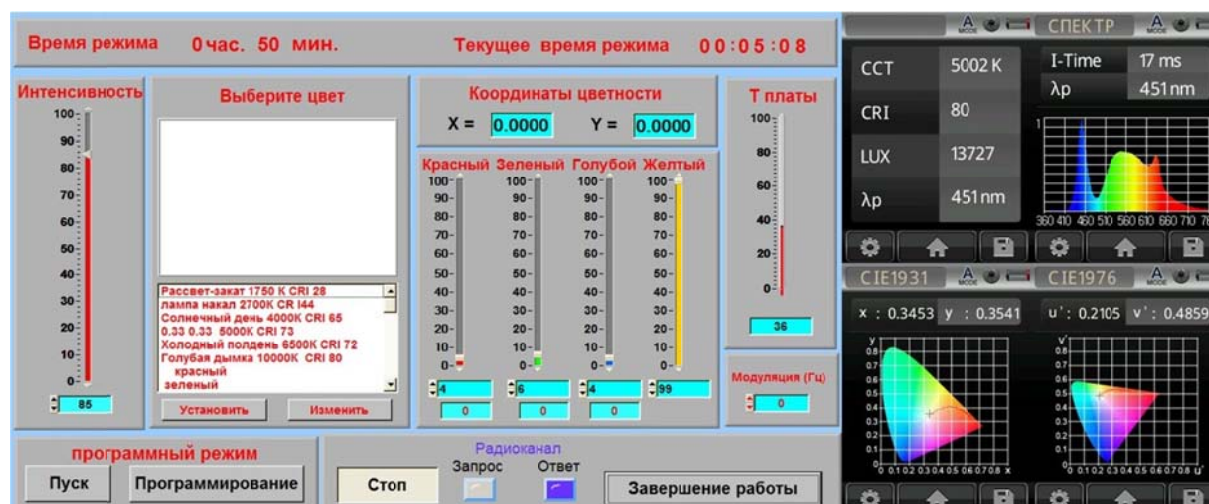


Рисунок 4 – Цветовая температура светового пятна при освещении мышц передней брюшной стенки

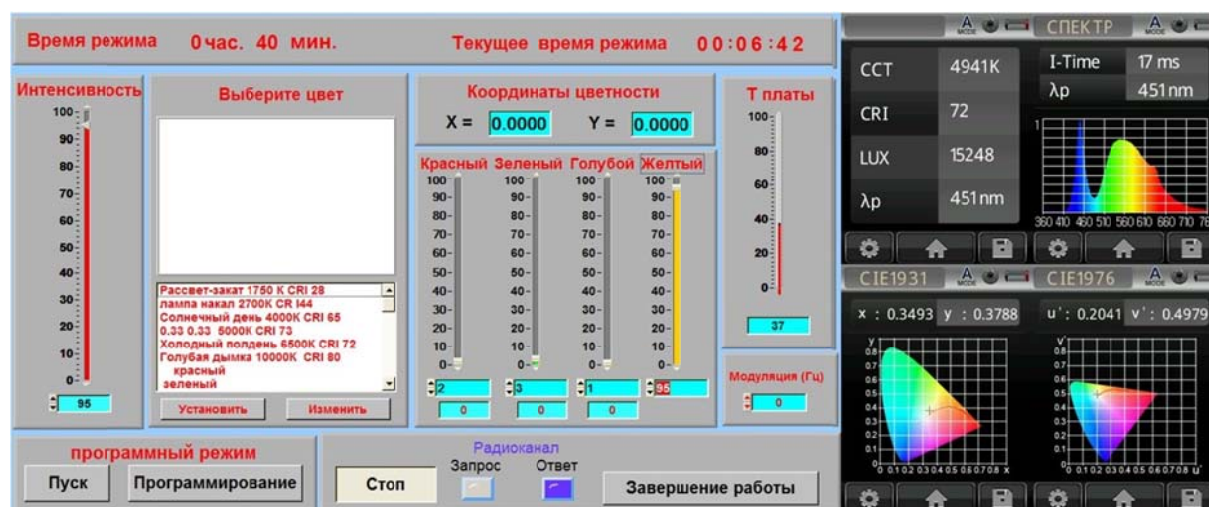


Рисунок 5 – Цветовая температура светового пятна при освещении серозной оболочки кишечника

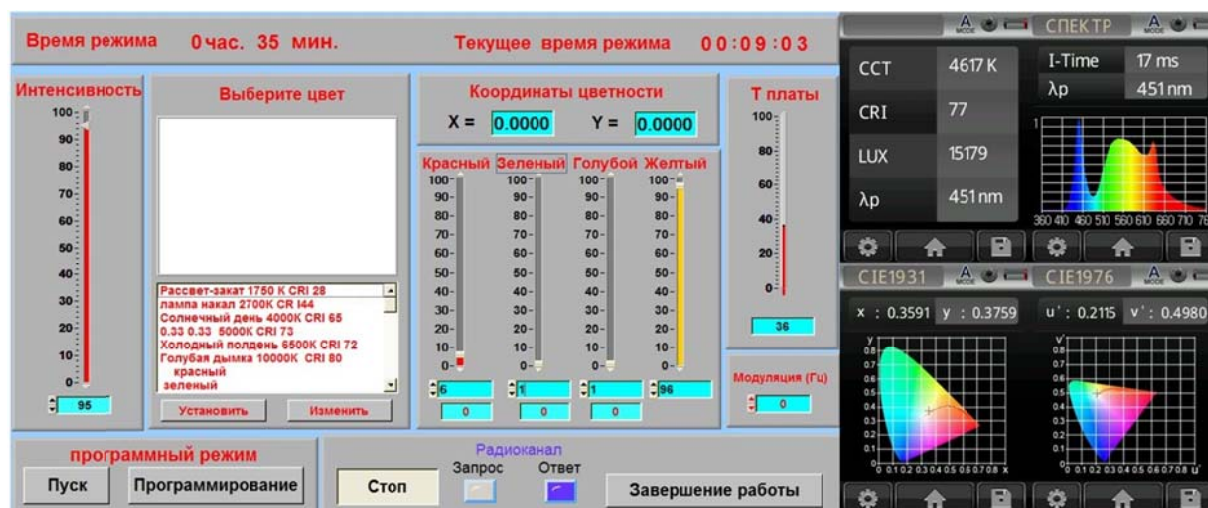


Рисунок 6 – Цветовая температура светового пятна при освещении серозной оболочки печени

Заключение

В целом, спектральная оценка операционного поля носит субъективный характер ввиду того, что оценка освещенности в визуализации биологических тканей обусловлена индивидуальными особенностями зрительного восприятия врача–хирурга. Результаты предварительных исследований позволяют сделать выводы о целесообразности использования хирургического осветителя с динамически управляемыми световыми и цветовыми параметрами для достижения максимального разрешения и оптимальной контрастной визуализации отдельных анатомических структур и тканей во время оперативного вмешательства.

Результаты данной работы показывают, что применение динамического управления световыми и цветовыми параметрами освещенности операционного поля имеет потенциал для контрастной визуализации и дифференциального подхода к освещению конкретных анатомических структур при проведении оперативного вмешательства. В настоящее время продолжается набор данных на расширенном круге биологических объектов, в том числе *in vivo* с целью разработки оптимальных алгоритмов освещения операционных при хирургических вмешательствах на различных системах органов. Однако, предполагается, что на визуализацию анатомических структур влияет ряд факторов, таких как состояние и вид изменений в тканях, фазовое развитие патологических процессов, их реакция на проводимое лечение, кровенаполнение ткани, присутствие других жидкостей и т.д. Появляется необходимость в проведении исследований по изучению вклада каждого фактора в визуализацию биологических тканей для корректной интерпретации интраоперационной ситуации.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации (Федеральная целевая программа, грант № 14.604.21.0187 от 26.09.2017).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аладов А.В. Динамически управляемая система освещения светодиодами с широким диапазоном цветовых температур (2800–10000 K) и высоким качеством цветопередачи ($RA > 90$) / Аладов А.В., Бирючинский С.Б., Валохов В.П., Загейм А.Л., Тальнишних Н.А., Черняков А.Е. // Светотехника. – 2016. – № 6. – С. 19–25
2. Knulst A.J. Choosing surgical lighting in the LED Era / Knulst A.J., Stassen L.P.S., Grimbergen C.A., Dankelman J. // Surgical Innovation – 2009.
3. Блинов Н.И. Ошибки, опасности и осложнения в хирургии / Н. И. Блинов, Б. М. Хромов –, 1972. – 213с.
4. Dain S. Color changes in cyanosis and the significance of congenital dichromasy and lighting / Dain S. // Color Research and Application – 2007.
5. Wang H.–C. Enhanced visualization of oral cavity for early inflamed tissue detection / Wang H.–C., Chen Y.–T., Lin J.–T., Chiang C.–P., Cheng F.–H. // Optics express – 2010.

6. Murai K. Improving color appearance of organ in surgery by optimally designed LED illuminant, 2013.
7. Fanning J. Illumination in the Operating Room / Fanning J. // Biomedical Instrumentation & Technology – 2005. – Т. 39 – № 5 – С.361–362.
8. Dianat I. Objective and subjective assessments of lighting in a hospital setting: Implications for health, safety and performance / Dianat I., Sedghi A., Bagherzade J., Jafarabadi M.A., Stedmon A.W. // Ergonomics – 2013.
9. Eisenbaum S.L. Facial Burns as a Complication of Office Surgery Lighting / Eisenbaum S.L. // Plastic and Reconstructive Surgery – 1989. – Т. 83 – № 1.

Мамошин Андриан Валерьевич
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орёл, Россия
Кандидат медицинских наук, доцент, врач–хирург Орловской областной клинической больницы; старший научный сотрудник научно–технологического центра биомедицинской фотоники
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел.: +7–4862–41–98–37
E–mail: dr.mamoshin@mail.ru

Серёгина Евгения Сергеевна
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орёл, Россия
Студент кафедры приборостроения, метрологии и сертификации, стажер–исследователь научно–технологического центра биомедицинской фотоники
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел.: +7–4862–41–98–37
E–mail: e.s.seryogina@gmail.com

Потапова Елена Владимировна
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орёл, Россия
Кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник научно–технологического центра биомедицинской фотоники
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел.: +7–4862–41–98–37
E–mail: potapova_ev_ogu@mail.ru

Шепелева Анастасия Ивановна
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орёл, Россия
Студент медицинского института
302028, г. Орёл, ул. Октябрьская, 25
Тел.: +79202802156
E–mail: nastena_shepeleva@mail.ru

Дунаев Андрей Валерьевич
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орёл, Россия
Кандидат технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник научно–технологического центра биомедицинской фотоники
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел.: +7–4862–41–98–06
E–mail: dunaev@bmcencenter.ru

Альянов Александр Леонидович
ФГБОУ ВО «ОГУ имени И.С. Тургенева», г. Орёл, Россия
Кандидат медицинских наук, доцент, врач–хирург Орловской областной клинической больницы; заведующий кафедрой общей хирургии и анестезиологии
302028, г. Орел, ул. Октябрьская, д.25
Тел.: +7–4862–41–98–37
E–mail: tantoras@mail.ru

Иванов Антон Евгеньевич
ФГАОУ ВО «Санкт–Петербургский государственный электротехнический университет «ЛЭТИ» им. В.И. Ульянова (Ленина)»
Студент кафедры микро– и нанoeлектроники
197376, Санкт–Петербург, ул. Профессора Попова, дом 5а, 5–й корпус
Тел.: +7 812 234–31–64
E–mail: kafedraMNE@mail.ru

Аладов Андрей Вальменович
ФГБУН "Научно–технологический центр микроэлектроники и субмикронных гетероструктур" Российской академии наук.
Старший научный сотрудник научно–технологического центра микроэлектроники и субмикронных гетероструктур
194021, Санкт–Петербург, Политехническая ул., 26
Телефон: +7 (812) 292–79–22
E–mail: aaladov@mail.ioffe.ru

A.V. MAMOSHIN, E.S. SERYOGINA, E.V. POTAPOVA, A.I. SHEPELEVA,
A.V. DUNAEV, A.L. ALYANOV, A.E. IVANOV, A.V. ALADOV

OPTIMIZATION OF OPERATING FIELD LIGHTING USING DYNAMICALLY CONTROLLED SEMICONDUCTOR LIGHT SOURCES

Abstract. During the operation, it is important for the surgeon to determine the optimal lighting conditions for contrast visualization of the operated objects. The paper analyzes various parameters of a controlled color–dynamic surgical lamp based on a powerful LED while contrasting individual organs and tissues of model animals. The results will allow to develop a library of colors and lighting settings for a wide range of surgical operations.

Keywords: surgical light, controlled semiconductor light sources, Imaging systems, Light emitting diodes, Light sources and illumination, contrast visualization of biological tissues, surgical operations.

BIBLIOGRAPHY

1. Aladov A.V., Biryuchinsky S.B., Valyukhov V.P. et al. Dynamically controlled lighting system with LEDs with a wide range of color temperatures (2800–10000K) and high color quality (RA> 90) // *Light engineering* – 2016. – №6. – С.19–25.
2. Knulst A.J. Choosing surgical lighting in the LED Era / Knulst A.J., Stassen L.P.S., Grimbergen C.A., Dankelman J. // *Surgical Innovation* – 2009.
3. Blinov N.I., Khromov B.M. Errors, hazards and complications in surgery. Leningrad branch. Publisher "Medicine", 1972. – 213 с.
4. Dain S. Color changes in cyanosis and the significance of congenital dichromasy and lighting / Dain S. // *Color Research and Application* – 2007.
5. Wang H.-C. Enhanced visualization of oral cavity for early inflamed tissue detection / Wang H.-C., Chen Y.-T., Lin J.-T., Chiang C.-P., Cheng F.-H. // *Optics express* – 2010.
6. Murai K. Improving color appearance of organ in surgery by optimally designed LED illuminant, 2013.
7. Fanning J. Illumination in the Operating Room / Fanning J. // *Biomedical Instrumentation & Technology* – 2005. – Т. 39 – № 5 – С.361–362.
8. Dianat I. Objective and subjective assessments of lighting in a hospital setting: Implications for health, safety and performance / Dianat I., Sedghi A., Bagherzade J., Jafarabadi M.A., Stedmon A.W. // *Ergonomics* – 2013.
9. Eisenbaum S.L. Facial Burns as a Complication of Office Surgery Lighting / Eisenbaum S.L. // *Plastic and Reconstructive Surgery* – 1989. – Т. 83 – № 1.

Mamoshin Andrian Valerievich
Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, Russia
M. D., associate professor, surgeon,
Orel Regional Clinical Hospital,
Senior Researcher of the Scientific
and Technological Center for
Biomedical Photonics
302020, Orel, Naugorskoe Shosse, 29
Ph.: +7-4862-41-98-37
E-mail: dr.mamoshin@mail.ru

Seryogina Evgeniya Sergeevna
Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, Russia
Student of the Department of
Instrument Engineering, Metrology
and Certification,
Trainee-researcher of Research and
Development Center of Biomedical
Photonics
302020, Orel, Naugorskoe Shosse, 29
Ph.: +7-4862-41-98-37
E-mail: e.s.seryogina@gmail.com

Potapova Elena Vladimirovna
Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, Russia
Ph.D., senior researcher of Research
and Development Center of
Biomedical Photonics
302020, Orel, Naugorskoe Shosse, 29
Ph.: +7-4862-41-98-37
E-mail: potapova_ev_ogu@mail.ru

Shepeleva Anastasia Ivanovna
Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, Russia
Student of Medical Institute
302028, Orel, Oktyabrskaya street, 25
Ph.: +79202802156
E-mail: nastena_shepeleva@mail.ru

Dunaev Andrey Valerievich
Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, Russia
Ph.D., leading researcher of Research
and Development Center of
Biomedical Photonics
302020, Orel, Naugorskoe Shosse, 29
Ph.: +7-4862-41-98-37
E-mail: dunaev@bmecenter.ru

Alyanov Aleksandr Leonidovich
Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, Russia
M. D., associate professor, surgeon,
Orel Regional Clinical Hospital,
Head of the Department of General
Surgery and Anesthesiology,
302028, Orel, Oktyabrskaya street, 25
Ph.: +7-4862-41-98-37
E-mail: tantoras@mail.ru

Ivanov Anton Evgenievich
Saint-Petersburg Electrotechnical
University ETU "LETI"
Student of the Department of Micro-
and Nanoelectronics
197376, Saint Petersburg, Professora
Popova St., 5a.
Ph.: +7 812 234-31-64
E-mail: kafedraMNE@mail.ru

Aladov Andrey Valmenovich
Submicron Heterostructures for
Microelectronics Research and
Engineering Center of the RAS.
Senior researcher of Submicron
Heterostructures for Microelectronics
Research and Engineering Center
194021, St. Petersburg, 26
Politekhnikeskaya St.,
E-mail: aaladov@mail.ioffe.ru

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРАВЛЯЕМОГО ГИРОСТАБИЛИЗАТОРА НА ДАТЧИКАХ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ

Аннотация. Приведены математическое описание и динамические характеристики управляемого гиросtabilизатора на датчиках угловой скорости при различных схемных решениях построения контуров управления. Проведен сравнительный анализ динамических характеристик. Даны рекомендации по построению контуров управления с целью минимизации погрешностей прибора. Предпочтительными являются варианты построения прибора с изохромными звеньями в контурах управления. Рассмотрены варианты измерения угловой скорости объекта наблюдения и погрешности этих измерений.

Ключевые слова: гироскоп, датчик угловой скорости, гиросtabilизатор, летательный аппарат.

Введение

На борту летательного аппарата (ЛА) для стабилизации и изменения положения в пространстве оптической аппаратуры применяется двухосный индикаторный управляемый гиросtabilизатор (ГС). Задача повышения точности управляемого ГС является актуальной [1–9], так как позволяет повысить разрешающую способность оптической аппаратуры при ее использовании на борту ЛА. Кроме того, управляемый ГС позволяет измерять составляющие угловой скорости объекта наблюдения.

Разработкой подобных систем активно занимаются такие фирмы и организации как «Honeywell», «SYSTRON DONNER», «Goodrich Corporation» (США), DST CONTROL AB (Швеция), Controp (Израиль), НТЦ «Рисса», ООО «ТеКнол», «Аэрокон», ЗАО «ЭНИКС», корпорация «Иркут». ГОУ ВПО «Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева», МГТУ им. Баумана, МАИ, научно – производственный конструкторский центр «Новик – XXI век» г. Москва (Россия).

Целью работы является определение и анализ динамических характеристик управляемого ГС на микромеханических датчиках угловой скорости для различных схемных решений построения контуров управления.

Математическое описание управляемого ГС

Пусть с ЛА жестко связана система координат $x_0y_0z_0$. Проекции абсолютной угловой скорости ЛА на его главные оси обозначим $\omega_{ox}, \omega_{oy}, \omega_{oz}$. Положение осей гиросtabilизированной платформы, которой является внутренняя рамка ГС с установленной на ней оптической аппаратурой (ОА), $x_2y_2z_2$ относительно $x_0y_0z_0$ зададим углами $\varphi_{gy}, \varphi_{gz}$. ОА позволяет получить изображение объекта наблюдения и выдает информацию о погрешностях автосопровождения α, β объекта наблюдения по каналам наружной и внутренней рамок ГС. С наружной рамкой ГС связаны оси координат $x_1y_1z_1$. Уравнения движения, описывающие работу прибора в совмещенном режиме стабилизации и управления [10], имеют вид (1).

$$\begin{aligned} & (J_y \cos^2 \varphi_{gz} + J_x \sin^2 \varphi_{gz} + J_{y1}) \dot{\omega}_{y2} / \cos \varphi_{gz} + b_1 \omega_{y2} / \cos \varphi_{gz} - M_{ds1} = \\ & -(J_x - J_z) \omega_{z2} \omega_{x2} \cos \varphi_{gz} - (J_z - J_y) \omega_{z2} \omega_{y2} \sin \varphi_{gz} + M_{bn1} + b_1 \omega_{oy} - \\ & - b_1 (\omega_{ox} \cos \varphi_{gy} \operatorname{tg} \varphi_{gz} - \omega_{oz} \sin \varphi_{gy} \operatorname{tg} \varphi_{gz}) - J_{y1} (\omega_{z2} - \omega_{z1}) (\omega_{ox} \cos \varphi_{gy} - \\ & - \omega_{oz} \sin \varphi_{gy}) - (J_{x1} - J_{z1}) \omega_{x1} \omega_{z1} - (J_x + J_{y1}) \dot{\omega}_{x1} \operatorname{tg} \varphi_{gz} - \\ & - (J_x + J_{y1}) (\omega_{z2} - \omega_{z1}) (\omega_{x2} \operatorname{tg} \varphi_{gz} \sin \varphi_{gz} + \omega_{y2} \sin \varphi_{gz}), \\ & J_z \dot{\omega}_{z2} + b_2 \omega_{z2} - M_{ds2} = M_{bn2} - b_2 (-\omega_{oz} \cos \varphi_{gy} - \omega_{ox} \sin \varphi_{gy}) - \\ & - (J_y - J_x) \omega_{y2} \omega_{x2}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 U_1 &= K_{dys1}\omega_{y2} + U_{o1}, \\
 U_2 &= K_{dys2}\omega_{z2} + U_{o2}, \\
 U_{11}(p) &= k_{dy1}(\alpha(p) + \alpha_o(p)), \\
 U_{12}(p) &= k_{dy2}(\beta(p) + \beta_o(p)), \\
 U_3(p) &= U_{11}(p)k_{y3}W_{kz3}(p), \\
 U_4(p) &= U_{12}(p)k_{y4}W_{kz4}(p), \\
 U_5(p) &= U_1(p) + U_3(p), \\
 U_6(p) &= U_2(p) + U_4(p), \\
 T_{ds1}M_{ds1}(p)p + M_{ds1}(p) &= K_{ds1}K_{y1}U_5(p)W_{kz1}(p), \\
 T_{ds2}M_{ds2}(p)p + M_{ds2}(p) &= K_{ds2}K_{y2}U_6(p)W_{kz2}(p), \\
 \omega_{z1} &= \omega_{oz} \cos \varphi_{gy} + \omega_{ox} \sin \varphi_{gy}, \quad \omega_{x1} = \omega_{ox} \cos \varphi_{gy} - \omega_{oz} \sin \varphi_{gy}, \\
 \omega_{x2} &= \omega_{ox} \cos \varphi_{gy} / \cos \varphi_{gz} - \omega_{oz} \sin \varphi_{gy} / \cos \varphi_{gz} + \omega_{y2} \sin \varphi_{gz} / \cos \varphi_{gz}, \\
 \dot{\varphi}_{gz} &= \omega_{z2} - \omega_{oz} \cos \varphi_{gy} - \omega_{ox} \sin \varphi_{gy}, \\
 \dot{\varphi}_{gy} &= \omega_{y2} / \cos \varphi_{gz} + \omega_{ox} \cos \varphi_{gy} \operatorname{tg} \varphi_{gz} - \omega_{oy} - \omega_{oz} \sin \varphi_{gy} \operatorname{tg} \varphi_{gz}, \\
 \omega_{y2} &= \omega_{ly} - \dot{\alpha} + \omega_{x2}\beta, \quad \omega_{z2} = \omega_{lz} - \dot{\beta} - \omega_{x2}\alpha.
 \end{aligned} \tag{1}$$

В уравнениях $\omega_{x1}, \omega_{y1}, \omega_{z1}, \omega_{x2}, \omega_{y2}, \omega_{z2}$ – абсолютные угловые скорости наружной рамки и платформы ГС относительно соответствующих осей; T_{ds1}, T_{ds2} – электромагнитные постоянные времени двигателей стабилизации; K_{ds1}, K_{ds2} – коэффициенты передачи двигателей стабилизации; K_{y1}, K_{y2} – коэффициенты передачи усилителей каналов стабилизации; U_1, U_2 – выходное напряжение датчиков угловой скорости (ДУС); K_{dysi} – коэффициент передачи i -го датчика угловой скорости; $W_{kz1}(p), W_{kz2}(p), W_{kz3}(p), W_{kz4}(p)$ – передаточные функции корректирующих звеньев. Смещение нуля (U_{0i}) имеет несколько составляющих $U_{0i} = \varepsilon_{i1} + \varepsilon_{i2} + \varepsilon_{i3} + \varepsilon_{i4}$.

ε_{i1} – основная систематическая погрешность, которая оценивается в процессе калибровки и исключается из показаний микромеханических гироскопов (ММГ), функционирующих в режиме ДУС;

ε_{i2} – дополнительная систематическая погрешность, являющаяся функцией окружающей температуры (t^0);

ε_{i3} – дополнительная систематическая погрешность, являющаяся функцией перегрузок (n);

$\varepsilon_{i4} = \varepsilon_{i5} + \varepsilon_{i6} + \varepsilon_{i7}$ – случайная составляющая, являющаяся следствием шумов электронной и механической подсистем датчика, вызывающая разброс показаний, зависящий от времени усреднения, которая в свою очередь может рассматриваться как сумма трех составляющих: ε_{i5} – «белого» шума, ε_{i6} – нестабильности смещения нуля, ε_{i7} – случайного дрейфа угловой скорости. $\alpha_o(p), \beta_o(p)$ – смещение нулевого сигнала на выходе оптико-электронного датчика по каналам наружной и внутренней рамок. M_{ds1}, M_{ds2} – моменты, развиваемые стабилизирующими двигателями наружной рамки и внутренней рамки соответственно; M_{bn1}, M_{bn2} – возмущающие моменты относительно осей наружной и внутренней рамок соответственно; J_x, J_y, J_z – моменты инерции платформы с установленной на ней ОА относительно соответствующих осей; J_{x1}, J_{y1}, J_{z1} – моменты

инерции наружной рамки относительно соответствующих осей; b_1, b_2 – удельные моменты сил скоростного трения относительно осей наружной и внутренней рамок соответственно; p – оператор дифференцирования. Моменты сил «сухого» трения $M_{try0} \text{sign} \dot{\phi}_{gy}$, $M_{trz0} \text{sign} \dot{\phi}_{gz}$ наряду с моментами от несбалансированности и тяжения токоподводов являются составляющими моментов M_{bn1}, M_{bn2} . В уравнениях также введены обозначения: k_{dy1}, k_{dy2} – коэффициенты передачи оптической аппаратуры; k_{y3}, k_{y4} – коэффициенты передачи усилителей контуров управления; ω_{ly}, ω_{lz} – угловые скорости объекта наблюдения. Коэффициент передачи по контуру автосопровождения канала наружной рамки $K_{as} = k_{dy1} k_{y3}$. Коэффициент передачи по контуру автосопровождения канала внутренней рамки $K_{as} = k_{dy2} k_{y4}$.

1. Динамические характеристики управляемого ГС с интегро-дифференцирующим звеном в контуре стабилизации

Положим $W_{kz1}(p) = (T_{kz1}p + 1) / (T_{kz2}p + 1)$, $W_{kz2}(p) = (T_{kz21}p + 1) / (T_{kz22}p + 1)$, $W_{kz3}(p) = 1$, $W_{kz4}(p) = 1$. Приведем передаточные функции ГС по каналу наружной рамки, полученные на основании линеаризованных уравнений движения (1) без учета перекрестных связей между каналами.

1.1. Передаточная функция разомкнутого контура стабилизации:

$$W_{ps}(p) = \frac{\cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} (T_{kz1}p + 1)}{(J_\alpha p + b_1)(T_{dys1}^2 p^2 + 2\xi_{dys1} T_{dys1} p + 1)(T_{kz2}p + 1)(T_{ds1}p + 1)}. \quad (2)$$

Пренебрежем малыми постоянными времени двигателей стабилизации и ДУС.

1.2. Передаточная функция замкнутой системы (вход – момент относительно оси стабилизации, выход – погрешность стабилизации при разомкнутом контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{1}{p(b_1 + K_{dys1} K_{y1} K_{ds1})} \frac{\cos \varphi_z (T_{kz2}p + 1)}{\left(\frac{J_\alpha T_{kz2}}{b_1 + K_{dys1} K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{J_\alpha + b_1 T_{kz2} + K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{b_1 + K_{dys1} K_{y1} K_{ds1}} p + 1 \right)}. \quad (3)$$

В системе при разомкнутом контуре автосопровождения осуществляется стабилизация скорости поворота платформы при действии постоянного возмущающего момента.

1.3. Передаточная функция разомкнутой системы (при разомкнутом контуре автосопровождения и замкнутом контуре стабилизации):

$$W_{ps}(p) = \frac{1}{p(b_1 + K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z)} \frac{\cos \varphi_z (T_{kz1}p + 1) K_{y1} K_{ds1} K_{as}}{\left(\frac{J_\alpha T_{kz2} p^2}{b_1 + K_{dys1} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} + \frac{J_\alpha + b_1 T_{kz2} + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{b_1 + K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1 \right)}. \quad (4)$$

1.4. Передаточная функция замкнутой системы при замкнутом контуре стабилизации и автосопровождения, как отношение погрешности автосопровождения к угловой скорости объекта наблюдения:

$$W_{zs}(p) = \frac{\alpha(p)}{\omega_{ly}(p)} = \frac{b_1 + K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} \left(\frac{A}{B} \right), \quad (5)$$

$$A = \frac{J_\alpha T_{kz2}}{b_1 + K_{dys1} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{J_\alpha + b_1 T_{kz2} + \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{b_1 + K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1,$$

$$B = \frac{J_{\alpha} T_{kz2}}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{J_{\alpha} + b_1 T_{kz2} + \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 +$$

$$+ \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{ds1} K_{y1} + \cos \varphi_z K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1.$$

При b_1 много меньше, чем $K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z$ $W_{zs}(p) = \frac{K_{dys1}}{K_{as}} \left(\frac{A}{B} \right)$.

1.5. Передаточная функция замкнутой системы при замкнутом контуре стабилизации и автосопровождения, как отношение погрешности автосопровождения к моменту относительно оси стабилизации:

$$W_{zs}(p) = \frac{\alpha(p)}{M_{bn1}(p)} = \frac{1}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} \left(\frac{T_{kz2} p + 1}{B} \right), \quad (6)$$

$$B = \frac{J_{\alpha} T_{kz2} p^3}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} + \frac{J_{\alpha} + b_1 T_{kz2} + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1.$$

Действие постоянного момента относительно оси стабилизации обуславливает появление постоянной составляющей погрешности автосопровождения.

1.6. Передаточная функция замкнутой системы (вход – угловая скорость объекта наблюдения, выход – измеренная угловая скорость с выхода ДУС):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izm}(p)}{\omega_{ly}(p)} = \frac{T_{kz1} p + 1}{B}, \quad (7)$$

$$\omega_{izm}(p) = U_1(p) / K_{dys1},$$

$$B = \frac{K_{dys1} T_{kz2} J_{\alpha}}{K_{dys1} K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^3 + \frac{K_{dys1} T_{kz2} b_1 + J_{\alpha} K_{dys1} + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{dys1} K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 +$$

$$+ \frac{b_1 K_{dys1} + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} + K_{as} \cos \varphi_z K_{dys1} K_{ds1} K_{y1} T_{kz1}}{K_{dys1} K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1.$$

1.7. Передаточная функция замкнутой системы (вход – угловая скорость объекта наблюдения, выход – измеренная угловая скорость в контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izmas}(p)}{\omega_{ly}(p)} = \frac{K_{as} (b_1 + \cos \varphi_z K_{ds1} K_{y1} K_{dys1})}{K_{dys1} K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} \left(\frac{A}{B} \right) = \left(\frac{b_1}{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} + 1 \right) \left(\frac{A}{B} \right), \quad (8)$$

$$\omega_{izmas}(p) = U_3(p) / K_{dys1},$$

$$A = \frac{J_{\alpha} T_{kz2}}{b_1 + K_{dys1} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{J_{\alpha} + b_1 T_{kz2} + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{b_1 + K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1,$$

$$B = \frac{J_{\alpha} T_{kz2}}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{J_{\alpha} + b_1 T_{kz2} + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 +$$

$$+ \frac{b_1 + K_{y1} K_{ds1} K_{dys1} \cos \varphi_z + \cos \varphi_z K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1.$$

1.8. Передаточная функция замкнутой системы (вход – момент относительно оси стабилизации, выход – измеренная угловая скорость в контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izmas}(p)}{M_{bn1}(p)} = \frac{(T_{kz2} p + 1)}{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1}} \left(\frac{1}{B} \right), \quad (9)$$

$$B = \frac{J_{\alpha} T_{kz2} p^3}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} + \frac{J_{\alpha} + b_1 T_{kz2} + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{ds1} K_{y1} K_{as} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1.$$

При данном способе измерения угловой скорости при действии постоянного момента относительно оси стабилизации в выходном сигнале присутствует постоянная составляющая погрешности, обусловленная действием этого момента.

1.9. Передаточная функция замкнутой системы при замкнутом контуре стабилизации и автосопровождения (вход – момент относительно оси стабилизации, выход – измеренная угловая скорость по сигналу ДУС):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izm}(p)}{M_{bn1}(p)} = \frac{p}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}} \left(\frac{T_{kz2}p+1}{B} \right), \quad (10)$$

$$B = \frac{J_{\alpha}T_{kz2}p^3}{K_{as}\cos\varphi_zK_{y1}K_{ds1}} + \frac{J_{\alpha} + b_1T_{kz2} + \cos\varphi_zK_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p^2 + \frac{b_1 + \cos\varphi_zK_{as}K_{ds1}K_{y1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p + 1.$$

При данном способе измерения угловой скорости объекта наблюдения при действии постоянного момента относительно оси стабилизации в выходном сигнале в установившемся режиме систематическая погрешность отсутствует.

1.10. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе гироскопа (в размерности напряжения), выход – погрешность автосопровождения (в размерности угла)):

$$W_{zs}(p) = \frac{\alpha(p)}{U_{01}(p)} = \frac{1}{K_{as}} \left(\frac{T_{kz1}p+1}{B} \right), \quad (11)$$

$$B = \frac{J_{\alpha}T_{kz2}}{K_{as}\cos\varphi_zK_{y1}K_{ds1}} p^3 + \frac{J_{\alpha} + b_1T_{kz2} + \cos\varphi_zK_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p^2 +$$

$$+ \frac{b_1 + K_{y1}K_{ds1}K_{dys1}\cos\varphi_z + \cos\varphi_zK_{as}K_{ds1}K_{y1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p + 1.$$

1.11. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе гироскопа (в размерности напряжения), выход – измеренная угловая скорость в контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izmas}(p)}{U_{01}(p)} = \frac{1}{K_{dys1}} \left(\frac{T_{kz1}p+1}{B} \right), \quad (12)$$

$$B = \frac{J_{\alpha}T_{kz2}}{K_{as}\cos\varphi_zK_{y1}K_{ds1}} p^3 + \frac{J_{\alpha} + b_1T_{kz2} + \cos\varphi_zK_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p^2 +$$

$$+ \frac{b_1 + K_{y1}K_{ds1}K_{dys1}\cos\varphi_z + \cos\varphi_zK_{as}K_{ds1}K_{y1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p + 1.$$

1.12. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе гироскопа (в размерности напряжения), выход – измеренная угловая скорость по сигналу ДУС):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izm}(p)}{U_{01}(p)} = \frac{1}{K_{dys1}} \left(\frac{A}{B} \right), \quad (13)$$

$$A = \frac{J_{\alpha}T_{kz2}}{K_{as}\cos\varphi_zK_{y1}K_{ds1}} p^3 + \frac{J_{\alpha} + b_{\alpha}T_{kz2}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p^2 + \frac{b_1 + \cos\varphi_zK_{as}K_{ds1}K_{y1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p + 1,$$

$$B = \frac{J_{\alpha}T_{kz2}}{K_{as}\cos\varphi_zK_{y1}K_{ds1}} p^3 + \frac{J_{\alpha} + b_1T_{kz2} + \cos\varphi_zK_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p^2 +$$

$$+ \frac{b_1 + K_{y1}K_{ds1}K_{dys1}\cos\varphi_z + \cos\varphi_zK_{as}K_{ds1}K_{y1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p + 1.$$

1.13. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе оптико–электронного датчика (в размерности угла), выход – измеренная угловая скорость в контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izmas}(p)}{\alpha_0(p)} = \left(\frac{b_1}{\cos \varphi_z K_{ds1} K_{y1} K_{dys1}} + 1 \right) \left(\frac{pA}{B} \right), \quad (14)$$

$$A = \frac{J_\alpha T_{kz2}}{b_1 + K_{y1} \cos \varphi_z K_{dys1} K_{ds1}} p^2 + \frac{J_\alpha + b_1 T_{kz2} + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{ds1} K_{y1} T_{kz1}}{b_1 + K_{y1} \cos \varphi_z K_{dys1} K_{ds1}} p + 1,$$

$$B = \frac{J_\alpha T_{kz2}}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{J_\alpha + b_1 T_{kz2} + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 +$$

$$+ \frac{b_1 + K_{y1} K_{ds1} K_{dys1} \cos \varphi_z + \cos \varphi_z K_{ds1} K_{y1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1.$$

1.14 а. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе оптико–электронного датчика (в размерности угла), выход – измеренная погрешность автосопровождения (в размерности угла)):

$$W_{zs}(p) = \frac{\alpha(p) + \alpha_0(p)}{\alpha_0(p)} = \left(\frac{b_1}{\cos \varphi_z K_{as} K_{ds1} K_{y1}} + \frac{K_{dys1}}{K_{as}} \right) \left(\frac{pA}{B} \right), \quad (15)$$

$$A = \frac{J_\alpha T_{kz2}}{b_1 + K_{y1} \cos \varphi_z K_{dys1} K_{ds1}} p^2 + \frac{J_\alpha + b_1 T_{kz2} + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{ds1} K_{y1} T_{kz1}}{b_1 + K_{y1} \cos \varphi_z K_{dys1} K_{ds1}} p + 1,$$

$$B = \frac{J_\alpha T_{kz2}}{\cos \varphi_z K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{J_\alpha + b_1 T_{kz2} + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 +$$

$$+ \frac{b_1 + K_{y1} K_{ds1} K_{dys1} \cos \varphi_z + \cos \varphi_z K_{ds1} K_{as} K_{y1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1.$$

1.14 б. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе оптико–электронного датчика (в размерности угла), выход – погрешность автосопровождения (в размерности угла)):

$$W_{zs}(p) = \frac{\alpha(p)}{\alpha_0(p)} = \frac{T_{kz1} p + 1}{B}, \quad (16)$$

$$B = \frac{J_\alpha T_{kz2}}{\cos \varphi_z K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{J_\alpha + b_1 T_{kz2} + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 +$$

$$+ \frac{K_{y1} K_{ds1} K_{dys1} \cos \varphi_z + \cos \varphi_z K_{ds1} K_{as} K_{y1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1.$$

1.15. Передаточная функция замкнутой системы: вход – смещение нулевого сигнала на выходе оптико–электронного датчика (в размерности угла), выход – погрешность измерения угловой скорости по сигналу ДУС):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izm}(p)}{\alpha_0(p)} = \frac{p(T_{kz1} p + 1)}{B}, \quad (17)$$

$$B = \frac{J_\alpha T_{kz2}}{\cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{J_\alpha + b_1 T_{kz2} + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 +$$

$$+ \frac{b_1 + K_{y1} K_{ds1} K_{dys1} \cos \varphi_z + \cos \varphi_z K_{ds1} K_{as} K_{dys1} K_{y1} T_{kz1}}{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1.$$

2. Динамические характеристики управляемого ГС с изодромным звеном в контуре стабилизации

Положим $W_{kz1}(p) = (T_{kz1}p + 1) / p$, $W_{kz2}(p) = (T_{kz2}p + 1) / p$, $W_{kz3}(p) = 1$, $W_{kz4}(p) = 1$.

Ниже приведены передаточные функции разомкнутого контура автосопровождения объекта наблюдения при замкнутом контуре стабилизации по каналу наружной рамки, полученные на основании линеаризованных уравнений движения (1) без учета перекрестных связей между каналами.

2.1. Передаточная функция разомкнутого контура стабилизации:

$$W_{ps}(p) = \frac{\cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} (T_{kz1}p + 1)}{(J_\alpha p + b_1)(T_{dys1}^2 p^2 + 2\xi_{dys1} T_{dys1} p + 1)p(T_{ds1}p + 1)}. \quad (18)$$

Пренебрежем малыми постоянными времени двигателей стабилизации и ДУС.

2.2. Передаточная функция замкнутой системы (вход – момент относительно оси стабилизации, выход – погрешность стабилизации при разомкнутом контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{1}{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1}} \left(\frac{1}{\left(\frac{J_\alpha}{K_{dys1} K_{y1} \cos \varphi_z K_{ds1}} p^2 + \frac{b_1 + K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1} \cos \varphi_z}{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1 \right)} \right). \quad (19)$$

В системе осуществляется стабилизация угла поворота платформы при действии возмущающего момента.

2.3. Передаточная функция разомкнутой системы (при разомкнутом контуре автосопровождения и замкнутом контуре стабилизации):

$$W_{ps}(p) = \frac{1}{p K_{dys1}} \frac{(T_{kz1}p + 1) K_{as}}{\left(\frac{J_\alpha}{K_{dys1} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1 \right)}. \quad (20)$$

2.4. Передаточная функция замкнутой системы при замкнутом контуре стабилизации и автосопровождения, как отношение погрешности автосопровождения к угловой скорости объекта наблюдения:

$$W_{zs}(p) = \frac{\alpha(p)}{\omega_{ly}(p)} = \frac{K_{dys1}}{K_{as}} \left(\frac{A}{B} \right), \quad (21)$$

$$A = \frac{J_\alpha}{K_{dys1} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1} K_{dys1} T_{kz1}}{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1,$$

$$B = \frac{J_\alpha}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 + \frac{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} + K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

2.5. Передаточная функция замкнутой системы при замкнутом контуре стабилизации и автосопровождения, как отношение погрешности автосопровождения к моменту относительно оси стабилизации:

$$W_{zs}(p) = \frac{\alpha(p)}{M_{bn1}(p)} = \frac{p}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} \left(\frac{1}{B} \right), \quad (22)$$

$$B = \frac{J_\alpha}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 + \frac{K_{dys1} K_{ds1} K_{y1} + K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

Система имеет астатизм первого порядка по отношению к возмущающему моменту относительно оси стабилизации.

2.6. Передаточная функция замкнутой системы (вход – угловая скорость объекта наблюдения, выход – измеренная угловая скорость по сигналу ДУС):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izm}(p)}{\omega_{ly}(p)} = \left(\frac{T_{kz1}p + 1}{B} \right), \quad (23)$$

$$B = \frac{K_{dys1}J_{\alpha}}{K_{dys1}K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p^3 + \frac{K_{dys1}b_1 + \cos\varphi_z K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{dys1}K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p^2 + \frac{K_{dys1}K_{y1}K_{ds1} + K_{as}K_{dys1}K_{ds1}K_{y1}T_{kz1}}{K_{dys1}K_{as}K_{y1}K_{ds1}} p + 1.$$

2.7. Передаточная функция замкнутой системы (вход – угловая скорость объекта наблюдения, выход – измеренная угловая скорость в контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izmas}(p)}{\omega_{ly}(p)} = \left(\frac{A}{B} \right), \quad (24)$$

$$A = \frac{J_{\alpha}}{K_{dys1}\cos\varphi_z K_{y1}K_{ds1}} p^2 + \frac{b_1 + \cos\varphi_z K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p + 1, \\ B = \frac{J_{\alpha}}{K_{as}\cos\varphi_z K_{y1}K_{ds1}} p^3 + \frac{b_1 + \cos\varphi_z K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p^2 + \frac{K_{y1}K_{ds1}K_{dys1} + K_{as}K_{ds1}K_{y1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}} p + 1.$$

2.8. Передаточная функция замкнутой системы (вход – момент относительно оси стабилизации, выход – измеренная угловая скорость в контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izmas}(p)}{M_{bn1}(p)} = \frac{p}{K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}} \left(\frac{1}{B} \right), \quad (25)$$

$$B = \frac{J_{\alpha}}{K_{as}\cos\varphi_z K_{y1}K_{ds1}} p^3 + \frac{b_1 + \cos\varphi_z K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p^2 + \frac{K_{ds1}K_{y1}K_{dys1} + K_{ds1}K_{y1}K_{as}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}} p + 1.$$

В системе в установившемся режиме отсутствует погрешность измерения угловой скорости объекта наблюдения при действии постоянного возмущающего момента относительно оси стабилизации.

2.9. Передаточная функция замкнутой системы при замкнутом контуре стабилизации и автосопровождения (вход – момент относительно оси стабилизации, выход – измеренная угловая скорость по сигналу ДУС):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izm}(p)}{M_{bn1}(p)} = \frac{p^2}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}} \left(\frac{1}{B} \right), \quad (26)$$

$$B = \frac{J_{\alpha}}{K_{as}\cos\varphi_z K_{y1}K_{ds1}} p^3 + \frac{b_1 + \cos\varphi_z K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p^2 + \frac{K_{ds1}K_{y1}K_{dys1} + K_{ds1}K_{y1}K_{as}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}} p + 1.$$

В системе в установившемся режиме отсутствует погрешность измерения угловой скорости объекта наблюдения при действии постоянного и линейно изменяющегося возмущающего момента относительно оси стабилизации.

2.10. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе гироскопа (в размерности напряжения), выход – погрешность автосопровождения (в размерности угла)):

$$W_{zs}(p) = \frac{\alpha(p)}{U_{01}(p)} = \frac{1}{K_{as}} \left(\frac{T_{kz1}p + 1}{B} \right), \quad (27)$$

$$B = \frac{J_{\alpha}}{K_{as}\cos\varphi_z K_{y1}K_{ds1}} p^3 + \frac{b_1 + \cos\varphi_z K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z} p^2 + \frac{K_{y1}K_{ds1}K_{dys1} + K_{as}K_{ds1}K_{y1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}} p + 1.$$

2.11. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе гироскопа (в размерности напряжения), выход – измеренная угловая скорость в контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izmas}(p)}{U_{01}(p)} = \frac{1}{K_{dys1}} \left(\frac{T_{kz1}p + 1}{B} \right), \quad (28)$$

$$B = \frac{J_{\alpha}}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 + \frac{K_{y1} K_{ds1} K_{dys1} + K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

2.12. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе гироскопа (в размерности напряжения), выход – измеренная угловая скорость по сигналу ДУС):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izm}(p)}{U_{01}(p)} = \frac{1}{K_{dys1}} \left(\frac{A}{B} \right), \quad (29)$$

$$A = \frac{J_{\alpha}}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{b_1}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 + \frac{K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1,$$

$$B = \frac{J_{\alpha}}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 + \frac{K_{y1} K_{ds1} K_{dys1} + K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

2.13. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе оптико-электронного датчика (в размерности угла), выход – измеренная угловая скорость в контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izmas}(p)}{\alpha_0(p)} = \frac{\omega_{izmas}(p)}{\alpha_0(p)} = \frac{pA}{B}, \quad (30)$$

$$A = \frac{J_{\alpha}}{K_{y1} \cos \varphi_z K_{dys1} K_{ds1}} p^2 + \frac{b_1}{K_{y1} \cos \varphi_z K_{dys1} K_{ds1}} p + 1,$$

$$B = \frac{J_{\alpha}}{\cos \varphi_z K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{y1} K_{as} K_{ds1}} p^2 + \frac{K_{y1} K_{ds1} K_{dys1} + K_{ds1} K_{as} K_{y1} T_{kz1}}{K_{y1} K_{as} K_{ds1}} p + 1.$$

2.14. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе оптико-электронного датчика (в размерности угла), выход – погрешность автосопровождения (в размерности угла)):

$$W_{zs}(p) = \frac{\alpha(p)}{\alpha_0(p)} = \frac{(T_{kz1}p + 1)}{B}, \quad (31)$$

$$B = \frac{J_{\alpha} T_{kz2}}{\cos \varphi_z K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 + \frac{K_{y1} K_{ds1} K_{dys1} + K_{ds1} K_{as} K_{y1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

2.15. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе оптико-электронного датчика (в размерности угла), выход – погрешность измерения угловой скорости по сигналу ДУС):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izm}(p)}{\alpha_0(p)} = \frac{p(T_{kz1}p + 1)}{B}, \quad (32)$$

$$B = \frac{J_{\alpha} K_{dys1}}{\cos \varphi_z K_{dys1} K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^3 + \frac{b_1 K_{dys1} + \cos \varphi_z K_{dys1}^2 K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{dys1} K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^2 +$$

$$+ \frac{K_{y1} K_{ds1} K_{dys1}^2 + K_{ds1} K_{as} K_{dys1} K_{y1} T_{kz1}}{K_{dys1} K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

3. Динамические характеристики управляемого ГС с изодромным звеном в контуре стабилизации и изодромным звеном в контуре автосопровождения

Положим $W_{kz1}(p) = (T_{kz1}p + 1)/p$, $W_{kz2}(p) = (T_{kz2}p + 1)/p$, $W_{kz3}(p) = (T_{kz3}p + 1)/p$, $W_{kz4}(p) = (T_{kz4}p + 1)/p$. Приведем передаточные функции разомкнутого контура автосопровождения объекта наблюдения при замкнутом контуре стабилизации по каналу

наружной рамки, полученные на основании линеаризованных уравнений движения (1) без учета перекрестных связей между каналами.

3.1. Передаточная функция разомкнутого контура стабилизации:

$$W_{ps}(p) = \frac{\cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} (T_{kz1} p + 1)}{(J_\alpha p + b_1)(T_{dys1}^2 p^2 + 2\xi_{dys1} T_{dys1} p + 1)p(T_{ds1} p + 1)}. \quad (33)$$

Пренебрежем малыми постоянными времени двигателей стабилизации и ДУС.

3.2. Передаточная функция замкнутой системы (вход – момент относительно оси стабилизации, выход – погрешность стабилизации):

$$W_{zs}(p) = \frac{1}{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1}} \left[\frac{1}{\left(\frac{J_\alpha}{K_{dys1} K_{y1} \cos \varphi_z K_{ds1}} p^2 + \frac{b_1 + K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1} \cos \varphi_z}{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1 \right)} \right]. \quad (34)$$

3.3. Передаточная функция разомкнутой системы (при разомкнутом контуре автосопровождения и замкнутом контуре стабилизации):

$$W_{ps}(p) = \frac{K_{as}}{K_{dys1} p^2} \frac{(T_{kz1} p + 1)(T_{kz3} p + 1)}{\left(\frac{J_\alpha}{K_{dys1} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1 \right)}. \quad (35)$$

3.4. Передаточная функция замкнутой системы при замкнутом контуре стабилизации и автосопровождения, как отношение погрешности автосопровождения к угловой скорости объекта наблюдения:

$$W_{zs}(p) = \frac{\alpha(p)}{\omega_{ly}(p)} = \frac{K_{dys1} p}{K_{as}} \left(\frac{A}{B} \right), \quad (36)$$

$$A = \frac{J_\alpha}{K_{dys1} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1} K_{dys1} T_{kz1}}{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p + 1,$$

$$B = \frac{J_\alpha}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^4 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1} K_{dys1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^3 +$$

$$+ \frac{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} + K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz3} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{K_{as} T_{kz3} K_{y1} K_{ds1} + K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

В системе в установившемся режиме отсутствует погрешность автосопровождения при постоянной скорости объекта наблюдения.

3.5. Передаточная функция замкнутой системы при замкнутом контуре стабилизации и автосопровождения, как отношение погрешности автосопровождения к моменту относительно оси стабилизации:

$$W_{zs}(p) = \frac{\alpha(p)}{M_{bn1}(p)} = \frac{p^2}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} \left(\frac{1}{B} \right), \quad (37)$$

$$B = \frac{J_\alpha}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^4 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^3 +$$

$$+ \frac{K_{dys1} K_{ds1} K_{y1} + K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz3} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{K_{as} K_{ds1} T_{kz1} K_{y1} + K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz3}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

Система имеет астатизм второго порядка по отношению к возмущающему моменту относительно оси стабилизации.

3.6. Передаточная функция замкнутой системы (вход – угловая скорость объекта наблюдения, выход – измеренная угловая скорость с выхода ДУС):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izm}(p)}{\omega_{ly}(p)} = \frac{(T_{kz1}p + 1)(T_{kz3}p + 1)}{B}, \quad (38)$$

$$B = \frac{K_{dys1}J_{\alpha}}{K_{dys1}K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z}p^4 + \frac{K_{dys1}b_1 + \cos\varphi_z K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{dys1}K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z}p^2 +$$

$$+ \frac{K_{dys1}^2 K_{y1}K_{ds1} + K_{as}K_{dys1}K_{ds1}K_{y1}T_{kz3}T_{kz1}}{K_{dys1}K_{as}K_{y1}K_{ds1}}p^2 + \frac{K_{as}K_{dys1}K_{ds1}K_{y1}(T_{kz1} + T_{kz3})}{K_{dys1}K_{as}K_{y1}K_{ds1}}p + 1.$$

3.7. Передаточная функция замкнутой системы (вход – угловая скорость объекта наблюдения, выход – измеренная угловая скорость в контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izmas}(p)}{\omega_{ly}(p)} = \frac{A}{B}, \quad (39)$$

$$A = \frac{J_{\alpha}}{K_{dys1}\cos\varphi_z K_{y1}K_{ds1}}p^2 + \frac{b_1 + \cos\varphi_z K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z}p + 1$$

$$B = \frac{J_{\alpha}}{K_{as}\cos\varphi_z K_{y1}K_{ds1}}p^4 + \frac{b_1 + \cos\varphi_z K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z}p^3 +$$

$$+ \frac{K_{dys1}K_{ds1}K_{y1} + K_{as}K_{ds1}K_{y1}T_{kz3}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}}p^2 + \frac{K_{as}K_{ds1}K_{y1}(T_{kz3} + T_{kz1})}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}}p + 1.$$

3.8. Передаточная функция замкнутой системы (вход – момент относительно оси стабилизации, выход – измеренная угловая скорость в контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izmas}(p)}{M_{bn1}(p)} = \frac{p(T_{kz3}p + 1)}{K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}}\left(\frac{1}{B}\right), \quad (40)$$

$$B = \frac{J_{\alpha}}{K_{as}\cos\varphi_z K_{y1}K_{ds1}}p^4 + \frac{b_1 + \cos\varphi_z K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z}p^3 +$$

$$+ \frac{K_{dys1}K_{ds1}K_{y1} + K_{as}K_{ds1}K_{y1}T_{kz3}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}}p^2 + \frac{K_{as}K_{ds1}T_{kz1}K_{y1} + K_{as}K_{ds1}K_{y1}T_{kz3}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}}p + 1).$$

В системе в установившемся режиме отсутствует погрешность измерения угловой скорости объекта наблюдения при действии постоянного возмущающего момента относительно оси стабилизации.

3.9. Передаточная функция замкнутой системы при замкнутом контуре стабилизации и автосопровождения (вход – момент относительно оси стабилизации, выход – измеренная угловая скорость по сигналу ДУС):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izm}(p)}{M_{bn1}(p)} = \frac{p^3}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}}\left(\frac{1}{B}\right), \quad (41)$$

$$B = \frac{J_{\alpha}}{K_{as}\cos\varphi_z K_{y1}K_{ds1}}p^4 + \frac{b_1 + \cos\varphi_z K_{dys1}K_{y1}K_{ds1}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}\cos\varphi_z}p^3 +$$

$$+ \frac{K_{dys1}K_{ds1}K_{y1} + K_{as}K_{ds1}K_{y1}T_{kz3}T_{kz1}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}}p^2 + \frac{K_{as}K_{ds1}T_{kz1}K_{y1} + K_{as}K_{ds1}K_{y1}T_{kz3}}{K_{as}K_{y1}K_{ds1}}p + 1.$$

В системе обеспечен астатизм третьего порядка по отношению к возмущающему моменту относительно оси стабилизации.

3.10. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе гироскопа (в размерности напряжения), выход – погрешность автосопровождения (в размерности угла)):

$$W_{zs}(p) = \frac{\alpha(p)}{U_{01}(p)} = \frac{p}{K_{as}} \left(\frac{T_{kz1}p + 1}{B} \right), \quad (42)$$

$$B = \frac{J_{\alpha}}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^4 + \frac{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^3 +$$

$$+ \frac{K_{dys1} K_{ds1} K_{y1} + K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz3} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{K_{as} K_{ds1} K_{y1} (T_{kz3} + T_{kz1})}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

3.11. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе гироскопа (в размерности напряжения), выход – измеренная угловая скорость в контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izmas}(p)}{U_{01}(p)} = \frac{1}{K_{dys}} \left(\frac{(T_{kz1}p + 1)(T_{kz3}p + 1)}{B} \right), \quad (43)$$

$$B = \frac{J_{\alpha}}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^4 + \frac{K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^3 +$$

$$+ \frac{K_{dys1} K_{ds1} K_{y1} + K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz3} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{K_{as} K_{ds1} K_{y1} (T_{kz3} + T_{kz1})}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

3.12. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе гироскопа (в размерности напряжения), выход – измеренная угловая скорость по сигналу ДУС):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izm}(p)}{U_{01}(p)} = \frac{1}{K_{dys1}} \left(\frac{A}{B} \right), \quad (44)$$

$$A = \frac{J_{\alpha}}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^4 + \frac{b_1}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^3 + \frac{K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz3} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^2 +$$

$$+ \frac{K_{as} K_{ds1} K_{y1} (T_{kz3} + T_{kz1})}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1,$$

$$B = \frac{J_{\alpha}}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^4 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^3 +$$

$$+ \frac{K_{dys1} K_{ds1} K_{y1} + K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz3} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{K_{as} K_{ds1} K_{y1} (T_{kz3} + T_{kz1})}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

3.13. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе оптико-электронного датчика (в размерности угла), выход – измеренная угловая скорость в контуре автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izmas}(p)}{\alpha_0(p)} = \frac{pA}{B}, \quad (45)$$

$$A = \frac{T_{kz3} J_{\alpha}}{K_{y1} \cos \varphi_z K_{dys1} K_{ds1}} p^3 + \frac{J_{\alpha} + T_{kz3} b_{\alpha} + T_{kz3} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1} K_{dys1} T_{kz1}}{K_{y1} \cos \varphi_z K_{dys1} K_{ds1}} p^2 +$$

$$+ \frac{b_{\alpha} + (T_2 + T_1) \cos \varphi_z K K_{ds} K_{dys}}{K \cos \varphi_z K_{dys} K_{ds}} p + 1,$$

$$B = \frac{J_{\alpha}}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^4 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^3 +$$

$$+ \frac{K_{dys1} K_{ds1} K_{y1} + K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz3} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{K_{as} K_{ds1} K_{y1} (T_{kz3} + T_{kz1})}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

3.14. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе опико–электронного датчика (в размерности угла), выход – погрешность автосопровождения):

$$W_{zs}(p) = \frac{\alpha(p)}{\alpha_0(p)} = \frac{(T_{kz3}p + 1)(T_{kz1}p + 1)}{B}, \quad (46)$$

$$B = \frac{J_\alpha}{K_{as} \cos \varphi_z K_{y1} K_{ds1}} p^4 + \frac{b_1 + \cos \varphi_z K_{dys1} K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^3 + \\ + \frac{K_{dys1} K_{ds1} K_{y1} + K_{as} K_{ds1} K_{y1} T_{kz3} T_{kz1}}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{K_{as} K_{ds1} K_{y1} (T_{kz3} + T_{kz1})}{K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

3.15. Передаточная функция замкнутой системы (вход – смещение нулевого сигнала на выходе опико–электронного датчика (в размерности угла), выход – погрешность измерения угловой скорости по сигналу ДУС):

$$W_{zs}(p) = \frac{\omega_{izm}(p)}{\alpha_0(p)} = \frac{p(T_{kz1}p + 1)(T_{kz3}p + 1)}{B}, \quad (47)$$

$$B = \frac{K_{dys} J_\alpha}{K_{dys1} K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^4 + \frac{K_{dys1} b_1 + \cos \varphi_z K_{dys1}^2 K_{y1} K_{ds1} T_{kz1}}{K_{dys1} K_{as} K_{y1} K_{ds1} \cos \varphi_z} p^3 + \\ + \frac{K_{dys1}^2 K_{y1} K_{ds1} + K_{as} K_{dys1} K_{ds1} K_{y1} T_{kz3} T_{kz1}}{K_{dys1} K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p^2 + \frac{K_{as} K_{dys1} K_{ds1} K_{y1} (T_{kz3} + T_{kz1})}{K_{dys1} K_{as} K_{y1} K_{ds1}} p + 1.$$

Передаточные функции (ПФ) по каналу внутренней рамки отличаются от приведенных в пунктах 1–3 тем, что в них $\cos \varphi_z = 1$. Приведем примеры ЛАЧХ. При всех трех вариантах построения контуров управления ЛАЧХ в соответствии с ПФ, приведенными в пунктах 1.11, 2.11, 3.11, 1.12, 2.12, 3.12 имеют вид, представленный на рисунке 1. При всех трех вариантах построения контуров управления ЛАЧХ в соответствии с ПФ, приведенными в пунктах 1.13., 1.15, 2.13, 2.15, 3.13, 3.15 имеют вид, представленный на рисунке 2. На рисунках 3 – 6 цифрой 1 обозначен график ЛАЧХ ГС с интегро–дифференцирующим звеном (ИДЗ) в контуре стабилизации, цифрой 2 график ЛАЧХ ГС с изодромным звеном (ИЗ) в контуре стабилизации, цифрой 3 график ЛАЧХ ГС с ИЗ в контуре стабилизации и ИЗ в контуре автосопровождения. График погрешностей измеренной угловой скорости ω_{izm} и ω_{izmas} , обусловленной действием момента сил сухого трения имеет вид, представленный на рисунке 7.

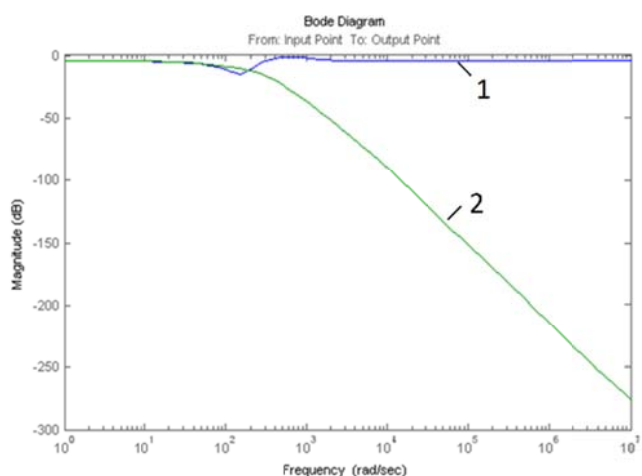


Рисунок 1 – ЛАЧХ:

1 – в соответствии с $\omega_{izm}(p)/U_{01}(p)$,
2 – в соответствии с $\omega_{izmas}(p)/U_{01}(p)$

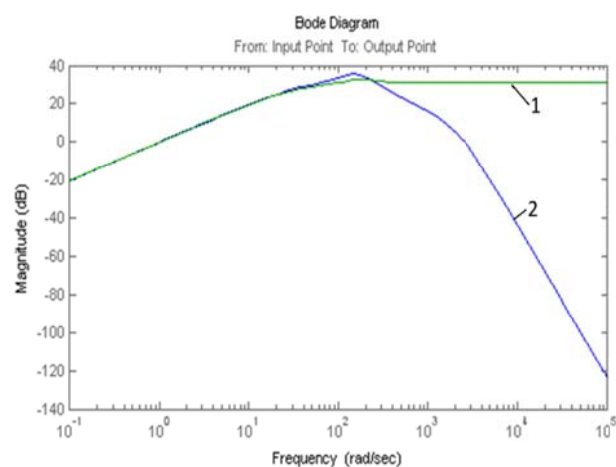


Рисунок 2 – ЛАЧХ:

1 – в соответствии с $\omega_{izmas}(p)/\alpha_0(p)$,
2 – в соответствии с $\omega_{izm}(p)/\alpha_0(p)$

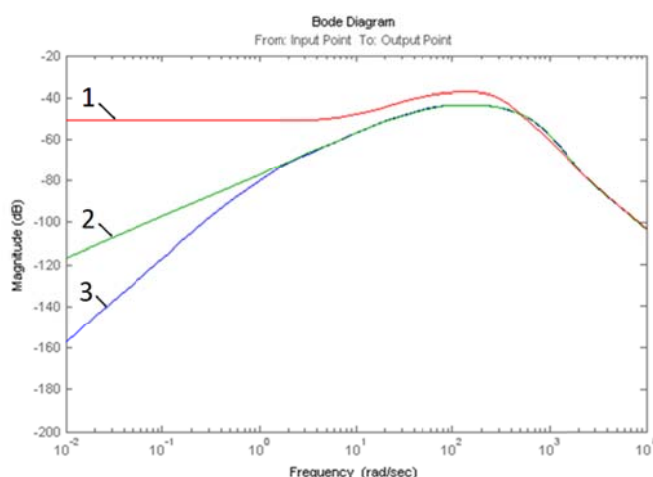


Рисунок 3 – ЛАЧХ в соответствии с $\alpha(p) / M_{bn1}(p)$

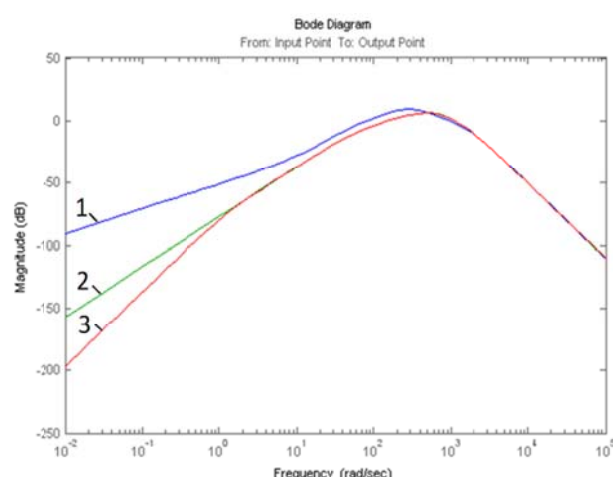


Рисунок 4 – ЛАЧХ в соответствии с $\omega_{izm}(p) / M_{bn1}(p)$

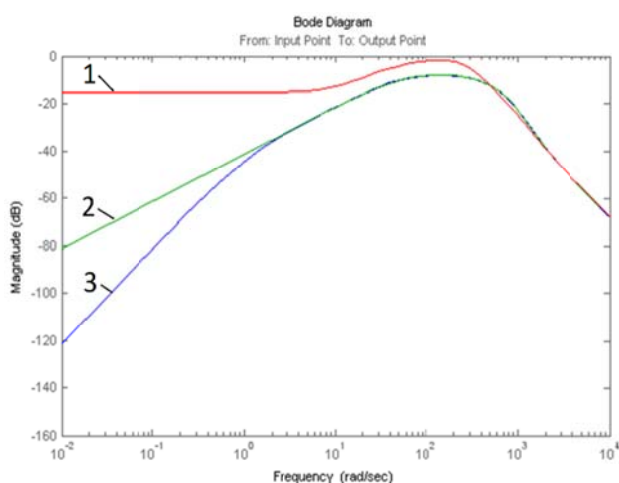


Рисунок 5 – ЛАЧХ в соответствии с $\omega_{izmas}(p) / M_{bn1}(p)$ $\omega_{izmas}, \omega_{izm}, \text{rad/c}$

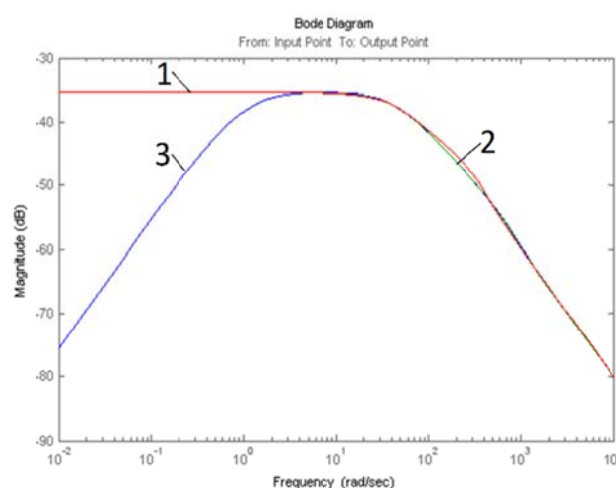


Рисунок 6 – ЛАЧХ в соответствии с $\alpha(p) / \omega_{ly}(p)$

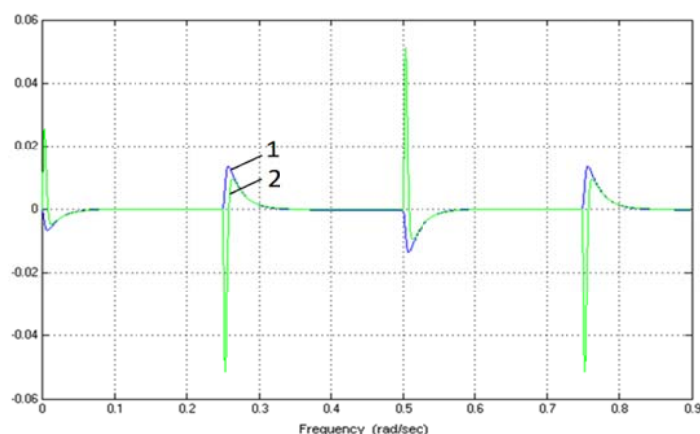


Рисунок 7 – Погрешность от момента сил сухого трения: 1 – ω_{izmas} , 2 – ω_{izm}

Заключение

1. Приведенные в работе соотношения позволяют рассчитать численные значения выходных характеристик и погрешности ГС во всем диапазоне частот возмущающих воздействий.

2. ГС является фильтром нижних частот и эффективно сглаживает высокочастотные составляющие, обусловленные шумом гироскопа в выходном сигнале в случае, если

выходным сигналом является измеренная угловая скорость объекта наблюдения в контуре автосопровождения ω_{izmas} . Если выходным сигналом является измеренная угловая скорость объекта наблюдения при измерении угловой скорости по сигналу ДУС ω_{izm} , то шум гироскопа, за исключением области частот в окрестности частоты среза, в исходном масштабе содержится на выходе измерительного канала.

3. В случае измерения угловой скорости ω_{izmas} по сигналу в контуре автосопровождения погрешность от момента сил сухого трения в пять раз меньше, чем в случае измерения угловой скорости ω_{izm} по сигналу ДУС.

4. Предпочтительным является вариант измерения угловой скорости объекта наблюдения по сигналу ω_{izmas} с реализацией ГС с ИЗ в контуре стабилизации или с ИЗ в контуре стабилизации и ИЗ в контуре автосопровождения.

5. Реализация схем построения ГС с ИЗ в контуре стабилизации и ИЗ в контурах стабилизации и автосопровождения позволяет уменьшить погрешности, обусловленные возмущающими моментами относительно оси стабилизации в диапазоне низких и средних частот по сравнению с реализацией ГС с ИДЗ в контуре стабилизации.

6. Погрешность сопровождения объекта наблюдения, движущегося с постоянной скоростью, при построении ГС с ИЗ в контуре автосопровождения в установившемся режиме отсутствует.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Малютин Д.М. Комбинированная двухосная гировертикаль / Д.М. Малютин // Авиакосмическое приборостроение. – № 3. – 2005. – С. 6–10.
2. Пельпор Д.С., Колосов Ю.А., Рахтеенко Е.Р. Расчёт и проектирование гироскопических стабилизаторов. – М.: Машиностроение, 1972. – 325 с.
3. Распопов В.Я. Инерциальные датчики и системы ориентации, стабилизации и навигации / В.Я. Распопов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – №5 (295). – 2012. – С. 125–135.
4. Бессекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического управления. – С-П.: Профессия. – 2004. – 752с.
5. Грязев Б.В. О повышении точности гироскопической системы стабилизации и наведения линии визирования / Б.В. Грязев, Д.М. Малютин, В.В. Савельев, В.А. Смирнов // В сборнике: Сборник материалов X Санкт-Петербургской конференции по интегрированным навигационным системам. СПб.: – ОАО «Концерн «ЦНИИ «Электроприбор». – 2003. – С.189–191.
6. Распопов В.Я. Индикаторные гиростабилизаторы / В.Я. Распопов // Справочник инженерный журнал с приложением. – 2016. – №11. – С.1–20.
7. Илларионов В.А. Особенности реализации преобразования координат в трехосном гиростабилизаторе / В.А. Илларионов, В.М. Никифоров // В сборнике: Сборник материалов 22 Санкт-Петербургской международной конференции по интегрированным навигационным системам. Главный редактор В.Г. Пешехонов. – ОАО «Концерн «ЦНИИ «Электроприбор». – 2015. – С.240–243.
8. Родионов В.И. Опыт разработки управляемых гиростабилизаторов / В.И. Родионов // Датчики и системы. – 2006. – №7. – С.51–56.
9. Пономарев В.К. Синтез регулятора гиростабилизатора по заданным требованиям к статическим и динамическим ошибкам / В.К. Пономарев, И.Р. Газарян // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2017. – № 9–2. – С.79–88.
10. Малютин Д.М. Управляемый гиростабилизатор повышенной точности на микромеханических чувствительных элементах / Д.М. Малютин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2018. – №6. – С.326–339.

Малютин Дмитрий Михайлович

ФГБОУ ВО Тульский государственный университет г. Тула

Кандидат технических наук., доцент, профессор

300000, г. Тула, Проспект Ленина 92

Тел. 89105511329

E-mail: Malyutindm@yandex.ru

D.M. MALYUTIN

DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE CONTROLLED GYROSTABILIZER ON THE SENSORS OF ANGULAR VELOCITY

Abstract. *Mathematical description and dynamic characteristics of a controlled gyrostabilizer on sensors of angular velocity with various circuit solutions for constructing control loops are given. A comparative analysis of dynamic characteristic is carried out. Recommendations on the construction of control circuits to minimize instrument errors are given. Preferred are variants of construction of the device with a pid link in the control loops. The variants of measuring the angular velocity of the object of observation and the error of these measurements are considered.*

Keywords: *gyroscope, angular velocity sensor, gyrostabilizer aircraft.*

BIBLIOGRAPHY

1. Malyutin D.M. Kombinirovannaja dvuhostnaja girovertical / D.M. Malyutin // Aviakosmicheskoe priborostroenie. – № 3. – 2005. – S. 6–10.
2. Pelpor D.S., Kolosov U.A., Rahtenko E.R. Raschet i proektirovanie giroskopicheskikh stabilizatorov. – Machinostroenie. 1972. – 325 s.
3. Raspopov V. Ja. Inercialnie datchiki i sistemi orientacii, stabilizacii i navigacii / V. Ja. Raspopov // Fundamentalnie i prikladnie problemi tehniki i tehnologii. – Vip.5(295). 2012. – S.125–135.
4. Bessekersky V.A., Popov E.P. Teoria system avtomaticheskogo upravlenia. – Profession. – 2004. – 752 s.
5. Gryazev B.V. On improving the accuracy of the gyroscopic stabilization system and guidance line of sight / B.V. Gryazev, D.M. Malyutin, V.V. Savelyev, V.A.Smirnov // 10th St. Petersburg International Conference on Integrated Navigation Systems, St. Petersburg. – CSRI Elektropribor. – 2003. – S.189–191.
6. Raspopov V.Ja. Indikatornie girostabilizatori / V.Ja. Raspopov // Spravocnik injenernii jurnal s prilozheniem – 2016. – №11. – S.1–20.
7. Illarionov V.A. Osobennosti preobrazovaniya koordinat v trehosnom gyrostabilizatore / V.A. Illarionov, V.M. Nikiforov // 22th St. Petersburg International Conference on Integrated Navigation Systems, St. Petersburg. – CSRI Elektropribor. – 2015. – S.240–243.
8. Rodionov V.I. Opit razrabotki upravlyaemich girostabilizatorov / V.I. Rodionov // Datchiki i systemi. – 2006. – №7. – S. 51–56.
9. Ponomarev V.K. Sintez regulatora gyrostabilizatora po zadannim trebovaniyam k staticheskim i dinamicheskim oshibkam / V.K. Ponomarev, I.R. Gazarjan // Izvestija TulGY. Technicheskie nauki. – 2017. – № 9–2. – S.79–88.
10. Malyutin D.M. Upravljemii gyrostabilizator povichennoi tocnosti na micromechanichescih chyvstvitel'nykh elementach / D.M. Malyutin // Izvestija TulGY. Technicheskie nauki. – 2018. – №6. – S.326–339.

Malyutin Dmitriy Mikhailovich

Tula State University, Tula

Ph.D., docent, professor

300000, Tula, Lenina 92

Ph:89105511320

E-mail: Malyutindm@yandex.ru

КОНТРОЛЬ, ДИАГНОСТИКА, ИСПЫТАНИЯ **И УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ**

УДК 51–74

И.Н. БУРИЛИЧ, Д.Н. ТЮТЮНОВ, Л.И. СТУДЕНИКИНА, Е.Ю. МАШКОВ, Н.А. КОНОРЕВА

ОДИН ИЗ ВАРИАНТОВ ОПТИМАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ НА ОСНОВЕ ЗАДАННЫХ ЛИМИТОВ

Аннотация. В предлагаемой статье рассмотрена проблема формирования массива потребителей электроэнергии на основе предлагаемых лимитов. Поставлена задача оптимизации процесса распределения мощностей, подаваемых из сети в зависимости от числа заказчиков. Предложена математическая модель, основанная на анализе и свойствах функции нескольких независимых вещественных переменных, приводящая к поиску локального экстремума этой функции. Главные положения метода, получившего название «метод n -ок», базируются на распределении потребителей электроэнергии на n групп и опираются на наличие ограничений по лимитам потребления. В качестве критерия оптимальности выбирается условный локальный минимум функции цели, которая представляет собой сумму отношений n значений лимитов энергоресурса к соответствующему числу его потребителей в полученных группах. Выведены необходимые рабочие формулы оптимального распределения лимитов электроэнергии в массиве потребителей.

Ключевые слова: формирование массива потребителей, математическая модель, локальный минимум функции цели, стационарная точка, дифференциал функции Лагранжа

Введение

Решение проблемы в области электроснабжения и энергосбережения наиболее актуально в плане повышения энергетической эффективности в обслуживании потребителей, что нашло отражение в Государственной программе РФ «энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2010г.». В этой связи оптимизация процесса распределения лимита некоторого электроэнергетического ресурса среди массива потребителей может стать одним из возможных решений данной проблемы.

Основным стратегическим направлением ресурсосбережения [1–3] в системах потребления электрической энергии служит вектор оптимального распределения в сфере потребления, опирающийся на современные методы математического анализа и соответствующую аппаратную поддержку [1–8].

Предлагается задача поиска локального экстремума некоторого множества (удельного объема некоторых ресурсов). Элементы указанного множества получены путем алгебраических преобразований из элементов двух других множеств, функционально связанных с ними. Рассматривается «метод n -ок», который за счет оптимального разбиения этих множеств дает возможность получить условный локальный минимум. Предложенная математическая модель имеет важное практическое значение в решении целого ряда проблем распределения ресурсов и материальных запасов. К примеру, данный подход позволяет оптимизировать решение проблемы энергосбережения в современных системах управления с распределением тепловой энергии между потребителями разного уровня. Получены необходимые формулы оптимального распределения лимита ресурсов в массиве потребителей.

Анализ

«Метод n -ок» заключается в том, что предварительно два множества разбиваются на n подмножеств с фиксированным количеством элементов в каждом из них. Далее производится исследование вновь полученного из них множества с помощью функции Лагранжа. Найдена единственная стационарная точка, приводящая к искомой цели.

Важное значение в поисках наивыгоднейших результатов играют этапы определения локальных экстремумов задач [1], [2], [3].

Расчет

Изложим основные положения «метода n-ок» на примере математической модели оптимального распределения элементов некоторого множества $\{G\}$; полученного из элементов множеств $\{N\}$ (например, множество потребителей электроэнергии, электротока, приборов и т.п.) и $\{Q\}$: (например, множество значений лимитов электроэнергии, допустимых значений силы тока и т.п.).

Произведем их произвольное разбиение на n попарно непересекающихся подмножеств (рисунок 1), т.е. для любой пары разбиения справедливы ограничения:

$$N_p \cap Q_p = \emptyset, N_p \cap N_k = \emptyset, Q_p \cap Q_k = \emptyset. \quad (1)$$

В итоге получим:

$$N = N_1 \cup N_2 \cup \dots \cup N_i \cup \dots \cup N_n = \bigcup_{i=1}^n N_i, \quad (2)$$

$$Q = Q_1 \cup Q_2 \cup \dots \cup Q_i \cup \dots \cup Q_n = \bigcup_{i=1}^n Q_i, \quad (3)$$

где $p, k, i = \overline{1, n}$.

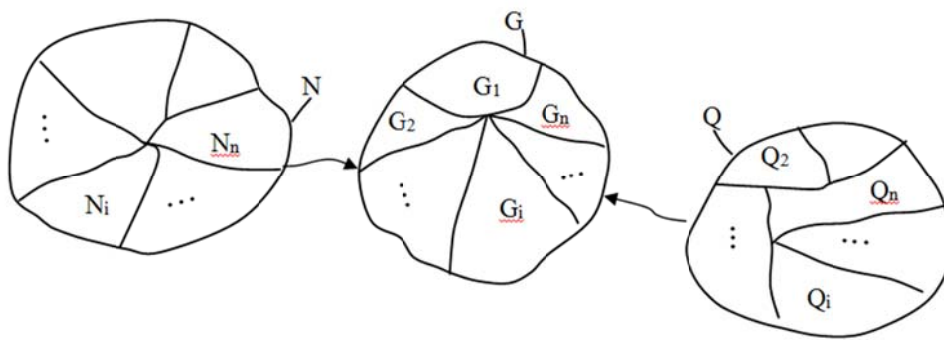


Рисунок 1 – Условная схема разбиения множеств

Будем полагать, что число элементов в указанных множествах конечно. Это ограничение позволило сделать следующие утверждения:

$$m(Q) = \sum_{i=1}^n m(Q_i), \quad (4)$$

$$m(N) = \sum_{i=1}^n m(N_i), \quad (5)$$

где $m(Q), n(N), m(Q_i), m(N_i)$ – соответственно мощности множеств Q, N, Q_i, N_i .

Учитывая (4), (5), перейдем к новым более удобным обозначениям:

$$M(Q) = Q, \quad m(N) = N, \quad m(Q_i) = Q_i, \quad m(N_i) = N_i. \quad (6)$$

В этом случае выражения (4), (5) примут вид:

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i, \quad N = \sum_{i=1}^n N_i. \quad (7)$$

Проведем ранжирование полученных подмножеств

$$Q_1 \leq Q_2 \leq \dots \leq Q_i \leq \dots \leq Q_n \quad (8)$$

$$N_1 \leq N_2 \leq \dots \leq N_i \leq \dots \leq N_n \quad (9)$$

Введем понятие множества G :

$$G = \{g_1, g_2, \dots, g_i, \dots, g_n\},$$

каждый элемент которого определяется по формуле:

$$g_i = \frac{Q_i}{N_i}, \quad (10)$$

где $i = \overline{1, n}$.

Элементы g_1, g_2, \dots, g_n множества G по физическому смыслу определяют удельные электрические мощности (энергии, силы тока и т.п.) Q_1, Q_2, \dots, Q_n , приходящиеся соответственно на элементы N_1, N_2, \dots, N_n

Проведем исследование функции $Z(N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_j, \dots, N_n)$ для попарно независимых переменных N_i и N_j ($i \neq j$) зафиксировав соответствующие значения $Q_1 \leq Q_2 \leq \dots \leq Q_i \leq \dots \leq Q_n$ ($Q_i = \text{const}, i, j = \overline{1, n}$) на локальный минимум:

$$Z(N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n) = \frac{Q_1}{N_1} + \frac{Q_2}{N_2} + \dots + \frac{Q_i}{N_i} + \dots + \frac{Q_n}{N_n} \rightarrow \min. \quad (11)$$

Нахождение локального экстремума можно производить различными способами, применяя методы дифференциального исчисления [4–8]. В данном случае осуществим поиск условного экстремума функции в соотношении (11).

Для этого определим локальный минимум вспомогательной функции Лагранжа

$$F = F(N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n) = Z(N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n) + \lambda \varphi(N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n), \quad (12)$$

где $\lambda = \text{const}$ – некоторый постоянный множитель.

Функцию $\varphi = \varphi(N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n)$ находим из уравнения (7):

$$\varphi = \varphi(N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n) = \sum_{i=1}^n N_i - N = N_1 + N_2 + \dots + N_i + \dots + N_n - N. \quad (13)$$

Учитывая (11) и (12), получим:

$$F = F(N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n) = \frac{Q_1}{N_1} + \frac{Q_2}{N_2} + \dots + \frac{Q_i}{N_i} + \dots + \frac{Q_n}{N_n} + \lambda(N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n - N). \quad (14)$$

Необходимые условия локального экстремума найдем, решив

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial F}{\partial N_1} = -\frac{Q_1}{N_1^2} + \lambda = 0, \\ \frac{\partial F}{\partial N_2} = -\frac{Q_2}{N_2^2} + \lambda = 0, \\ \dots \\ \frac{\partial F}{\partial N_i} = -\frac{Q_i}{N_i^2} + \lambda = 0, \\ \dots \\ \frac{\partial F}{\partial N_j} = -\frac{Q_j}{N_j^2} + \lambda = 0, \\ \dots \\ \frac{\partial F}{\partial N_n} = -\frac{Q_n}{N_n^2} + \lambda = 0, \\ \varphi(N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n) = N_1 + N_2 + \dots + N_i + \dots + N_n - N \end{array} \right. \quad (15)$$

В итоге с учетом (15) получим единственную стационарную точку первого рода $K(N_{1c}, N_{2c}, \dots, N_{ic}, \dots, N_{nc}, \lambda)$, где

$$\left\{ \begin{array}{l} N_{1c} = \sqrt{\frac{Q_1}{\lambda}} = \frac{N\sqrt{Q_1}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i}}, \\ N_{2c} = \sqrt{\frac{Q_2}{\lambda}} = \frac{N\sqrt{Q_2}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i}}, \\ \dots\dots\dots \\ N_{ic} = \sqrt{\frac{Q_i}{\lambda}} = \frac{N\sqrt{Q_i}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i}}, \\ \dots\dots\dots \\ N_{nc} = \sqrt{\frac{Q_n}{\lambda}} = \frac{N\sqrt{Q_n}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i}}, \\ \sqrt{\lambda} = \frac{\sqrt{Q_1} + \sqrt{Q_2} + \dots + \sqrt{Q_i} + \dots + \sqrt{Q_n}}{N} = \frac{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i}}{N}, \\ N_{1c} + N_{2c} + \dots + N_{ic} + \dots + N_{nc} = N \end{array} \right. \quad (16)$$

Вопрос о существовании условного минимума определяется на основании изучения знака второго дифференциала функции Лагранжа

$$d^2F(N_{1c}, N_{2c}, \dots, N_{ic}, \dots, N_{kc}, \dots, N_{jc}, \dots, N),$$

что является достаточным условием нашего поиска.

Учитывая попарную независимость переменных N_i и N_j множества N , в этом случае применим формулу:

$$d^2y = \frac{\partial^2 F}{\partial N_1^2} dN_1^2 + \frac{\partial^2 F}{\partial N_2^2} dN_2^2 + \dots + \frac{\partial^2 F}{\partial N_i^2} dN_i^2 + \dots + \frac{\partial^2 F}{\partial N_n^2} dN_n^2 = \sum_{i=1}^n \frac{\partial^2 F}{\partial N_i^2} dN_i^2. \quad (17)$$

Из соотношения (15), получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 F}{\partial N_1^2} = \frac{\partial}{\partial N_1} \left(-\frac{Q_1}{N_1^2} + \lambda \right) = \frac{2Q_1}{N_1^3} > 0, \\ \frac{\partial^2 F}{\partial N_2^2} = \frac{\partial}{\partial N_2} \left(-\frac{Q_2}{N_2^2} + \lambda \right) = \frac{2Q_2}{N_2^3} > 0, \\ \dots\dots\dots \\ \frac{\partial^2 F}{\partial N_i^2} = \frac{\partial}{\partial N_i} \left(-\frac{Q_i}{N_i^2} + \lambda \right) = \frac{2Q_i}{N_i^3} > 0, \\ \dots\dots\dots \\ \frac{\partial^2 F}{\partial N_n^2} = \frac{\partial}{\partial N_n} \left(-\frac{Q_n}{N_n^2} + \lambda \right) = \frac{2Q_n}{N_n^3} > 0 \end{array} \right. \quad (18)$$

Из (17) следует, что $\sum_{i=1}^n \frac{\partial^2 F}{\partial N_i^2} dN_i^2 > 0$, т.е. точки $K(N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n, \lambda)$ – точки

условного минимума.

Вычислим наименьшее значение функции $Z_{\min}(i)$ в найденной точке, используя формулы (16):

$$Z_{\min}(i) = Z(N_{1c}, N_{2c}, \dots, N_{ic}, \dots, N_{nc}) = \frac{Q_1}{N_{1c}} + \frac{Q_2}{N_{2c}} + \dots + \frac{Q_i}{N_{ic}} + \dots + \frac{Q_n}{N_{nc}} =$$

$$= \frac{(\sqrt{Q_1} + \sqrt{Q_2} + \dots + \sqrt{Q_i} + \dots + \sqrt{Q_n})}{N} \quad (19)$$

Соотношение (16) и (19) позволяют назвать полученный подход к поиску $Z_{\min}(i)$ «методом п–ок» с учетом того, что множества N и Q разделяются изначально на p произвольных частей.

Изучим динамику применения «метода п–ок». Для этого рассмотрим возможный диапазон изменения мощности множеств Q и N . Предположим, что в множестве Q происходит перераспределение элементов подмножеств $Q_1, Q_2, \dots, Q_i, \dots, Q_n$ соответственно на величины $\Delta Q_1, \Delta Q_2, \dots, \Delta Q_i, \dots, \Delta Q_n$ при условии, что суммарная мощность множества Q сохраняется, т.е. имеем:

$$\sum_{i=1}^n \Delta Q_i = 0, \quad (20)$$

причем, если $\Delta Q > 0$, то мощность множества Q_i возрастает, если $\Delta Q < 0$ – убывает, при $\Delta Q = 0$ – не меняется.

Используя формулы (15), исследуем баланс $\Delta N_1, \Delta N_2, \dots, \Delta N_i, \dots, \Delta N_n$ соответственно элементов множеств $N_1, N_2, \dots, N_i, \dots, N_n$:

$$\Delta N_{1c} = \frac{N\sqrt{Q_1 + \Delta Q_1}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i + \Delta Q_i}} - \frac{N\sqrt{Q_1}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i}} \quad (21)$$

$$\Delta N_{2c} = \frac{N\sqrt{Q_2 + \Delta Q_2}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i + \Delta Q_i}} - \frac{N\sqrt{Q_2}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i}} \quad (22)$$

$$\Delta N_{ic} = \frac{N\sqrt{Q_i + \Delta Q_i}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i + \Delta Q_i}} - \frac{N\sqrt{Q_i}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i}} \quad (23)$$

$$\Delta N_{nc} = \frac{N\sqrt{Q_n + \Delta Q_n}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i + \Delta Q_i}} - \frac{N\sqrt{Q_n}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{Q_i}} \quad (24)$$

Суммируя выражения (21)–(24), получим:

$$\sum_{i=1}^n \Delta N_{ic} = 0. \quad (25)$$

«Метод п–ок» можно распространить, «вглубь» для каждого из подмножеств ΔQ_i , проведя соответствующие разбиения каждого из них на конечное число частей. Это свойство позволяет считать предлагаемую модель многоуровневой.

Выводы

1. Получена функция цели n независимых переменных на основе двух независимых множеств.
2. Приведено исследование указанной функции на локальный минимум с помощью поиска условного экстремума посредством метода Лагранжа. Получена соответствующая стационарная точка и найден минимум функции цели в этой точке.
3. Предложенный подход получивший название «метода n -ок», можно применять как многоуровневый при разбиении указанных множеств на подмножества меньшей мощности.
4. «Метод n -ок» имеет практическое применение в задачах оптимального распределения материальных ресурсов (электроэнергии, электрического тока и т.п.) в массиве потребителей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бурилич, И.Н. «Метод троек» – как один из приемов использования математического анализа для оптимизации распределения получателей ресурса в сфере потребления / Научно-технический журнал «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии»– ОГУ им. Тургенева, №6(326) 2017. – С.160–167.
2. Федоров, С.С. Оптимальное распределение тепловой энергии среди массива потребителей на основе математического анализа / С.С.Федоров, Д.Н.Тютюнов, Л.И.Студеникина. – Промышленное и гражданское строительство. 2017. №6. – С.71–75.
3. Тютюнов, Д.Н. Применение методов вещественного анализа для оптимального распределения ресурсов в массиве потребителей – «Метод двоек» / Д.Н.Тютюнов, Л.И.Студеникина, Е.А.Бойцова, Н.К.Зарубина, Н.А.Конорева. – Фундаментальные исследования. 2017. №9. Ч.2. – С. 362–366.
4. Тютюнов, Д.Н. Функции нескольких переменных [Электронный ресурс]: учебное пособие / Д. Н. Тютюнов, Л. И. Студеникина. Е.В.Скрипкина. – Юго–Зап. гос. ун–т. – Курск: ЮЗГУ, 2016. – 176.
5. Тютюнов, Д. Н. Неопределённый интеграл. Техника интегрирования [Текст]: [учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлениям "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств", "Автоматизация технологических процессов и производств"] / Д. Н. Тютюнов, Л. И. Студеникина. – Старый Оскол: ТНТ, 2016. – 115 с.
6. Студеникина, Л.И. О единой платформе различных математических дисциплин / Л.И.Студеникина, Т.В. Шевцова. // Актуальные проблемы и перспективы преподавания математики. – 2012. – С.73–80.
7. Конорева, Н.А. О проблемах преподавания высшей математики студентами заочного отделения технического вуза / Н.А.Конорева. // Актуальные проблемы и перспективы преподавания математики. – 2016. – С.37–40.
8. Шевцова, Т.В. Проблемы формирования математических понятий / Т.В.Шевцова. // Актуальные проблемы и перспективы преподавания математики. – 2012. – С.91–97.

Бурилич Ирина Николаевна
ФГБОУ «Курский
государственный университет»
г.Курск
Кандидат технических наук,
доцент кафедры алгебры,
геометрии и ТОМ
305000, г.Курск, ул.Радищева, 33
E-mail: burili4@yandex.ru

Тютюнов Дмитрий Николаевич
ФГБОУ «Юго–Западный
государственный университет»
г.Курск
Кандидат технических наук,
доцент кафедры высшей
математики
305040, г.Курск, ул.50 лет Октября,
94
E-mail: tjutjunov@mail.ru

Студеникина Лариса Ивановна
ФГБОУ «Юго–Западный
государственный университет»
г.Курск
Кандидат педагогических наук,
доцент кафедры высшей
математики
305040, г.Курск, ул.50 лет Октября,
94
E-mail: SLI-kursk@yandex.ru

Машков Евгений Юрьевич
ФГБОУ «Юго–Западный
государственный университет»
г.Курск
Кандидат физико–математических
наук, ст.преподаватель кафедры
высшей математики
E-mail: mashkovvevgen@yandex.ru

Конорева Наталья Александровна
ФГБОУ «Юго–Западный
государственный университет»
г.Курск
преподаватель кафедры высшей математики
305040, г.Курск, ул.50 лет Октября, 94
E-mail: belyhka@yandex.ru

I.N. BURILICH, D.N. TYUTYUNOV, L.I. STUDENIKINA, E.Yu. MASHKOV, N.A. KONOREVA

ONE OF THE OPTIONS FOR THE OPTIMAL DISTRIBUTION OF ELECTRICITY CONSUMERS BASED ON SPECIFIED LIMITS

Abstract. *In the article the problem of formation of the massif of consumers of the electric power on the basis of the offered limits is considered. The task of optimization of the process of distribution of the capacities given from network depending on a number of customers is set. The mathematical model based on the analysis and properties of function of several independent real variables, leading to search of a local extremum of this function is offered. The main provisions of the method which has received the name N–method are based on the distribution of consumers of the electric power to some groups and are based on the existence of restrictions on consumption limits. As a criterion of optimality the conditional local minimum of objective function which represents the sum of the attitudes of some values of limits of energy resource towards the corresponding number of his consumers in the received groups is chosen. The necessary working formulas for the optimal distribution of electricity limits in the massif of consumers are obtained by the authors.*

Keywords: *formation of the massif of consumers, mathematical model, local minimum of objective function, stationary point, differential of Lagrange function.*

BIBLIOGRAPHY

1. Burilich, I.N. «Metod troek» – kak odin iz priyomov ispolzovaniya matematicheskogo analiza dlya optimizatsii raspredeleniya poluhateley resursa v sfere potrebleniya / Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii–OGU them. Turgenev – №6(326) 2017 – S. 160–167.
2. Fedorov, S.S., Optimalnoe raspredelenie teplovoy energii sredi massiva potrebiteley na osnove matematicheskogo analiza / S.S. Fedorov, D.N. Tyutyunov, L.I. Studenikina //Promyshlennoe i grazhdanskoe stroitelstvo. – 2017. – № 6 – S. 71–75.
3. Tyutyunov, D.N. Primeneniye metodov veshchestvennogo analiza dlya optimalnogo raspredeleniya resursov v massive potrebiteley – «Metod dvoeyek», Tyutyunov D.N., Fedorov S.S., Boytsova Ye.A., Studenikina L.I., Zarubina N.K., Konoreva N.A., Gnezdilova O.A., Shchedrina G.G. // Fundamentalnyye issledovaniya. – 2017. –№ 9 (chast 2) – S. 362–366.
4. Tyutyunov, D.N. Funktsii neskol'kikh peremennykh: uchebnoye posobiye / D.N. Tyutyunov, L.I. Studenikina, Ye.V. Skripkina // Kursk: ZAO «Universitetskaya kniga», 2016. – 158s.
5. Tyutyunov, D.N. Neopredelennyy integral. Tekhnika integrirovaniya. / D.N. Tyutyunov, L.I. Studenikina // Staryy Oskol: TNT. – 2016. – 115s.
6. Studenikina, L.I. O edinoi platforme razlikhnykh matematicheskikh distsiplin. / L.I. Studenikina, T.V. Shevtsova // Aktualnyye problemy i perspektivy prepodavaniya matematiki. – 2012. – S. 73–80.
7. Konoreva, N.A. O problemakh prepodavaniya vyyshey matematiki studentam zaonogo otdeleniya tekhnicheskogo vuza. / N.A. Konoreva // Aktualnyye problemy i perspektivy prepodavaniya matematiki. – 2016. – S. 37–40.
8. Shevtsova, T.V. Problemy formirovaniya matematicheskikh poniaty. / T.V. Shevtsova // Aktualnyye problemy i perspektivy prepodavaniya matematiki. – 2012. – S. 91–97.

Burilich Irina Nikolaevna

Kursk State University, Kursk
Candidate of technical Sciences,
associate Professor of the
Department of algebra, geometry and
theory of teaching mathematics
305000, Kursk, Radischeva St., 33
E-mail: burili4@yandex.ru

Tutunov Dmitry Nikolaevich

Southwest State University, Kursk
Candidate of technical Sciences,
associate Professor of mathematics
305040, Kursk, 50 years of October
St., 94
E-mail: sli-kursk@yandex.ru

Studenikina Larisa Ivanovna

Southwest State University, Kursk
Candidate of pedagogics, associate
Professor of mathematics
305040, Kursk, 50 years of October
St., 94
E-mail: sli-kursk@yandex.ru

Konoreva Natalia Aleksandrovna

Southwest State University, Kursk
Lecturer
305040, Kursk, 50 years of October
St., 94
E-mail: belyhka@yandex.ru

Mashkov Evgeniy Yurievich

Southwest State University, Kursk
Lecturer
305040, Kursk, 50 years of October
St., 94
E-mail: mashkovevgen@yandex.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. Междустрочный интервал – единичный. Включить автоматический перенос. Все кавычки должны быть угловыми (« »). Все символы «тире» должны быть среднего размера («–», а не «-»). Начертание цифр (арабских, римских) во всех элементах статьи – прямое (не курсив).

- Структура статьи:

УДК;

Список авторов на русском языке – **12 пт, ВСЕ ПРОПИСНЫЕ** в формате И.О. ФАМИЛИЯ **по центру без абзацного отступа**;

Название (не более 15 слов) на русском языке – **14 пт, полужирным, ВСЕ ПРОПИСНЫЕ по центру без абзацного отступа**;

Аннотация (не менее 200–250 слов) на русском языке – **10 пт, курсив**;

Ключевые слова на русском языке (не менее 3 слов или словосочетаний) – **10 пт, курсив**;

Текст статьи;

Список литературы (в порядке цитирования, ГОСТ 7.1–2003) на русском языке, заглавие списка литературы – **12 пт, полужирным, ВСЕ ПРОПИСНЫЕ по центру без абзацного отступа**, литература оформляется **10 пт**.

Сведения об авторах на русском языке – **10 пт**. Приводятся в такой последовательности:

Фамилия, имя, отчество;

учреждение или организация;

ученая степень, ученое звание, должность;

адрес;

телефон;

электронная почта.

- Название статьи, фамилии и инициалы авторов, аннотация, ключевые слова, список литературы (транслитерация) и сведения об авторах **обязательно дублируются на английском языке ЗА СТАТЬЕЙ**.

- Формулы набираются в редакторе формул Microsoft Equation. Размер символов: обычные – **12 пт**, крупный индекс – **9 пт**, мелкий индекс – **7 пт**. Нумерация формул – по правому краю в круглых скобках «()». Описание начинается со слова «где» без двоеточия, без абзацного отступа; пояснение каждого символа дается **с новой строки** в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Единицы измерения даются в соответствии с Международной системой единиц СИ.

- Рисунки – черно-белые. Если рисунок создан средствами MS Office, необходимо преобразовать его в картинку. Для растровых рисунков разрешение не менее 300 dpi. Подрисуточные надписи выполнять шрифтом **Times New Roman, 10 пт, полужирным, курсивным**, в конце точка не ставится.

- Рисунки с подрисуточной подписью, формулы, выравниваются **по центру без абзацного отступа**.

С полной версией требований к оформлению научных статей Вы можете ознакомиться на сайте <http://oreluniver.ru/public/file/science/journal/fipptt/>

Плата за опубликование статей не взимается.

Право использования произведений предоставлено авторами на основании п. 2 ст. 1286 Четвертой части Гражданского Кодекса Российской Федерации.

Адрес издателя:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»
302026, г. Орел, ул. Комсомольская, 95
Тел. (4862) 75–13–18
<http://oreluniver.ru>
E-mail: info@oreluniver.ru

Адрес редакции:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»
302030, г. Орел, ул. Московская, 34
+7(920)2806645, +7(906)6639898

<http://oreluniver.ru>
E-mail: tlostu@mail.ru

Право использования произведений предоставлено авторами на основании
п. 2 ст. 1286 Четвертой части Гражданского Кодекса Российской Федерации

Технический редактор Тюхта А.В.
Компьютерная верстка Тюхта А.В.

Подписано в печать 25.12.2018 г.
Дата выхода в свет
Формат 60х88 1/8. Усл. печ. л. 9,375.
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