

Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии

Учредитель – федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс»
 (ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК»)

Редакционный совет:
Голеников В.А. д-р техн. наук, проф.,
 председатель
Пилипенко О.В. д-р техн. наук, проф.,
 зам. председателя
Радченко С.Ю. д-р техн. наук, проф.,
 зам. председателя
Борзенков М.И. канд. техн. наук, доц.,
 секретарь
Астафьев П.А. д-р юрид. наук, проф.
Иванова Т.Н. д-р техн. наук, проф.
Колгунов В.И. д-р техн. наук, проф.
Константинов И.С. д-р техн. наук, проф.
Новиков А.Н. д-р техн. наук, проф.
Попова Л.В. д-р экон. наук, проф.
Степанов Ю.С. д-р техн. наук, проф.

Редколлегия

Главный редактор
Степанов Ю.С. д-р техн. наук, проф.,
 заслуженный деятель науки Российской
 Федерации

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.

Члены редколлегии:

Бабичев А.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)

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

Вдовин С.И. д-р техн. наук, проф. (Россия)

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

Емельянов С.Г. д-р техн. наук, проф. (Россия)

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

Иванов Б.Р. д-р техн. наук, проф. (Россия)

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

Клименко С.А. д-р техн. наук, проф. (Украина)

Колесников К.С. д-р техн. наук, проф.,

академик РАН (Россия)

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

Малинин В.Г. д-р физ.-мат. наук, проф. (Россия)

Мирасалимов В.М. д-р физ.-мат. наук, проф.

(Азербайджан)

Мулюкин О.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)

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

Панин В.Е. д-р техн. наук, проф.,

академик РАН (Россия)

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

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

Старовойтов Э.И. д-р физ.-мат. наук, проф.

(Беларусь)

Хейфец М.Л. д-р техн. наук, проф. (Беларусь)

Ответственный секретарь:

Тюхта А.В. канд. техн. наук

Адрес редакции

302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
 (4862) 54-15-19, 55-55-24, 41-98-48,
 41-98-03, +7(906)6639898

www.gu-unpk.ru

E-mail: tiostu@mail.ru

Зарег. в Федеральной службе по
 надзору в сфере связи, информационных
 технологий и массовых коммуникаций.
 Свидетельство ПИ № ФС77-47351
 от 03 ноября 2011 года

Подписной индекс 29504
 по объединенному каталогу
 «Пресса России»

© Госуниверситет – УНПК, 2015

Содержание

Естественные науки

Аносова И.В., Дьячкова Т.П., Рухов А.В. Исследование закономерностей модифицирования карбоксилированных многослойных углеродных нанотрубок полианилином.....	163
Матюхин С.И., Ставцев А.В., Писарев А.А., Малый Д.О., Титушкин Д.А. Зависимость коммутационных параметров высоковольтных Р-и-N-диодов от силы и скорости изменения прямого тока при переключении диодов из проводящего состояния в непроводящее.....	169
Кольцов А.Ю. Применение метода статистической адаптации расчетной сетки при решении уравнений математической физики методом конечных разностей.....	180
Литошенко В.Н., Аблаев А.Р., Аблаев Р.Р. Метод снижения начальной температуры пресной воды за центральным теплообменным аппаратом судовой централизованной системы охлаждения.....	186
Гордон В.А., Потураева Т.В., Семенова Г.А. Напряженно-деформированное состояние балки, частично опертой на упругое основание.....	191

Моделирование технологических процессов

Шахбанов Р.М. Численное моделирование кавитационных явлений в центробежных насосах.....	199
Лобанов И.Е. Теория интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в кольцевых каналах с турбулизаторами «выступ-канавка».....	206
Корнеев А.Ю., Сытин А.В., Ли Шенбо Функция зазора в конических лепестковых газодинамических подшипниках.....	213
Воробьев В.И., Пугачев А.А., Бондаренко Д.А. Математическая модель установившихся тепловых процессов в асинхронном двигателе.....	221

Конструирование, расчеты, материалы

Чыонг Ван Хуан Определение критических скоростей при обтекании прямого крыла.....	227
Суриков Д.Г. Разработка методики предупреждения отказов механических трансмиссий мехатронных приводов трубопроводной арматуры.....	233

Машиностроительные технологии и инструменты

Вайнер Л.Г., Степанов Ю.С., Флусов Н.И. Торцеслифовальная обработка с применением геометрически модифицированного инструмента.....	242
Бабичев А.П., Пастухов Ф.А., Давыдова И.В., Гуттета К.В., Эль Даудуки А.М. Полушкин О.О. Виброволновая очистка кардана автомобиля от эксплуатационных и производственных загрязнений.....	249
Михеев А.В., Барсуков Г.В., Черепенько А.А., Бурнашов М.А. Разработка технологических рекомендаций по определению энергоэффективной режимной области гидроабразивного резания многослойных материалов.....	256
Вдовин С.И., Жердов Т.В., Федоров Т.В., Лунин К.С. Теоретическое исследование пластического изгиба трубы с деформируемым сечением.....	262

Приборостроение и биотехнические системы

Савкова Т.Н., Кравченко А.И., Подденежный Е.Н., Кравченко И.П. Оптимизация режимов работы макета светотехнического устройства на основе светодиодов.....	266
Солдаткина Е.С. Особенности построения и алгоритмы обработки информации вихревой системы воздушных сигналов дозвукового летательного аппарата.....	273
Солдаткин В.В. Разработка и трубные испытания системы воздушных сигналов вертолета на основе информации аэродинамического поля вихревой колонны несущего винта.....	279

Контроль, диагностика, испытания

Селихов А.В. Устройство диагностирования дефектного подшипника в двухпорном узле трения.....	285
Подмастерьев К.В., Отрубянников А.Н., Марков В.В. Управление качеством резинотехнических изделий на основе системы комплексной оценки технического уровня производства.....	292
Чернечова Е.А., Анцев В.Ю. Управление процессом анализа контракта на создание грузоподъемных машин.....	300

Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology

The founder – The Federal State Higher Educational Professional Institution
«State University – Education–Scientific–Production Complex»
(State University ESPC)

Editorial council

- Golenkov V.A. Doc. Sc. Tech., Prof., president
Pilipenko O.V. Doc. Sc. Tech., Prof., vice-president
Radchenko S.Y. Doc. Sc. Tech., Prof., vice-president
Borzenkov M.I. Candidate Sc. Tech., Assistant Prof., secretary
Astafichev P.A. Doc. Sc. Law., Prof.
Ivanova T.I. Doc. Sc. Tech., Prof.
Kolchunov V.I. Doc. Sc. Tech., Prof.
Konstantinov I.S. Doc. Sc. Tech., Prof.
Novikov A.N. Doc. Sc. Tech., Prof.
Popova L.V. Doc. Sc. Ec., Prof.
Stepanov Y.S. Doc. Sc. Tech., Prof.

Editorial Committee

- Editor-in-chief
Stepanov Y.S. Doc. Sc. Tech., Prof., honored worker of science of Russian Federation

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.

Member of editorial board

- Babichev A.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Buchach A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Poland)
Vdovin S.I. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Dyakonov A.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Emelyanov S.G. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Subchaninov V.G. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Ivanov B.R. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Kirichek A.V. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Klimenok S.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Ukraine)
Kolesnikov K.S. Doc. Sc. Tech., Prof. Academician of RAS (Russia)
Kopylov Y.R. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Malinin V.G. Doc. Sc. Ph. - Math., Prof. (Russia)
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)
Panin V.E. Doc. Sc. Tech., Prof. Academician of RAS (Russia)
Raspopov V.Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Smolenzov V.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Starovoitov A.L. Doc. Sc. Ph. - Math., Prof. (Belarus)
Heifets M.I. Doc. Sc. Tech., Prof. (Belarus)

Executive secretary:

Tyukhta A.V. Candidate Sc. Tech.

Address

302020 Orel,
Naugorskoe Chossee, 29
(4862) 54-15-19, 55-55-24, 41-98-48,
41-98-03, +7(906)6639898
www.gu-unpk.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 № FS77-47351 from 03.11.2011

Index on the catalogue of the «Pressa Rossii» 29504

© State University ESPC, 2015

Contents

Natural sciences

Anosova I.V., Dyachkova T.P., Pukhov A.V. Study of laws modification carboxylated polyaniline multilayer carbon nanotubes.....	163
Matyukhin S.I., Stavtsev A.V., Pisarev A.A., Malyi D.O., Titushkin D.A. Switching parameters of high dependence PiN-diodes on the strength and rate of change of the forward current at switching diodes from the conducting state to non-conductive.....	169
Koltsov A.Yu. Application of the statistical adaptation method of design grid for approximate pde solution by finite differences method.....	180
Litoshenko V.N., Ablayev A.R., Ablayev R.R. Methods to reduce the initial temperature of fresh water in heat exchange apparatus ship central central cooling system.....	186
Gordon V.A., Poturaeva T.V., Semenova G.A. Stress-strain state beams partially supported on an elastic foundation.....	191

Modelling of technological processes

Shakhbanov R.M. Numerical simulation of cavitation in centrifugal pumps.....	199
lobanov I.E. Theory intensified heat exchange in turbulent flow annular channels with turbulators «dip-groove».....	206
Korneyev A.Yu., Sytin A.V., Li Shengbo The clearance function in the conical foil self-acting gas bearings.....	213
Vorobyev V.I., Grachev A.A., Bondarenko D.A. Mathematical model of the steady thermal processes in asynchronous motors.....	221

Designing, calculations, materials

Truong Van Huan Determination of critical flow velocities on the straight wing.....	227
Surikov D.G. Development of techniques prevention failures of mechanical transmission mechatronic drives pipeline valves.....	233

Machine building technology and toolware

Vainer L.G., Stepanov Yu.S., Flusov N.I. Double-disc grinding with the geometrically modified tool.....	242
Babitchev A.P., Pastukhov Ph. A., Davidova I.V., Guteta K.W., El Dakdouki A.M., Polushkin O.O. Propeller shaft performance and industrial pollution cleaning by vibration wave.....	249
Mikheev A.V., Barsukov G.V., Cherepenko A.A., Burnashov M.A. Development of recommendations on technology determination energy efficiency regime region pressure water cutting laminates.....	256
Vdovin S.I., Chernov V.A., Fedorov D.V., Lunin K.S. Theoretical study of plastic pipe bends with a deformable cross section.....	262

Instrument making and biotechnological system

Savkova T.N., Kravchenko A.I., Poddenezhny Ye.N., Kravchenko I.P. Optimization of operation layout lighting devices based on leds.....	266
Soldatkina E.S. Features of construction and algorithms processing information of the vortex system of air signals subsonic aircraft.....	273
Soldatkin V.V. Development and testing of pipe helicopter air signals on the basis of information aerodynamic field vortex columns rotor.....	279

Control, diagnostics, tests

Selihov A.V. Device for diagnosis of defective ball bearing in double-seat friction assembly.....	285
Podmasteryev K.V., Otrubyannikov A.N., Markov V.V. Quality management the rubber-technical articles on the base of system complex appreciation the technical level of production.....	292
Chernetsova Ye.A., Antsev V.Yu. Management contract review process on the creation lifting machines.....	300

ЕСТЕСТВЕННЫЕ НАУКИ

УДК 544.723+541.64

И.В. АНОСОВА, Т.П. ДЬЯЧКОВА, А.В. РУХОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ МОДИФИЦИРОВАНИЯ КАРБОКСИЛИРОВАННЫХ МНОГОСЛОЙНЫХ УГЛЕРОДНЫХ НАНОТРУБОК ПОЛИАНИЛИНОМ

Исследовано влияние степени функционализации СООН-группами многослойных углеродных нанотрубок (УНТ) на закономерности протекания процесса окислительной полимеризации анилина. Методами молекулярной динамики проведена оценка видов взаимодействия макромолекул полианилина (ПАНИ) с поверхностью исходных и карбоксилированных УНТ. Показано влияние предварительной функционализации УНТ на свойства композитов ПАНИ/УНТ.

Ключевые слова: углеродные нанотрубки, полианилин, модификация, функционализация, карбоксильные группы, окислительная полимеризация, молекулярная динамика.

Многослойные углеродные нанотрубки (УНТ) обладают рядом важных физических характеристик, среди которых высокие тепло- и электропроводность, механическая прочность при развитой площади поверхности. В связи с этим очевидна перспектива их использования в качестве наполнителей композиционных материалов полифункционального назначения [1]. В особую группу выделяют композиты на основе углеродных нанотрубок и проводящих полимеров (полианилина, политиофена, поликацетиlena, полипиррола и т.п.) в связи с возможностью их применения в электрохимических устройствах [2].

Для повышения сродства к полимерным матрицам УНТ подвергают функционализации путем формирования на их поверхности различных типов функциональных групп, обеспечивающих электростатическое взаимодействие и формирование водородных и ковалентных связей между нанотрубками и молекулами полимеров. В частности, авторы [3] предполагают, что указанные эффекты имеют место при модификации карбоксилированных УНТ полианилином (ПАНИ). Действительно, как показано в [4], на поверхности УНТ, окисленных смесью концентрированных серной и азотной кислот (3:1), формируется массивный рыхлый слой ПАНИ.

Однако влияние степени функционализации карбоксилированных УНТ на протекание окислительной полимеризации анилина при формировании ПАНИ-покрытия практически не исследовалось. В литературных источниках сделаны только предположения о механизмах взаимодействия макромолекул ПАНИ с функционализированными нанотрубками, которые также требуют дополнительной теоретической проработки.

Целью настоящего исследования явилось изучение влияния степени функционализации СООН-группами УНТ на закономерности окислительной полимеризации анилина и важнейшие свойства композитов ПАНИ/УНТ, а также оценка взаимодействия макромолекул ПАНИ с исходными и карбоксилированными УНТ методом молекулярной динамики.

В работе использованы многослойные углеродные нанотрубки «Таунит-М» ($d = 8\div15$ нм, $l \geq 2$ мкм, $S_{\text{уд}} \geq 300$ м²/г) производства «Нанотехцентр» (Тамбов, Россия).

Функционализацию карбоксильными группами осуществляли окислением перманганатом калия в кислой среде. Степень функционализации, определенная титриметрически [5], составляла от 0,1 до 0,7 ммоль/г.

Модификация УНТ полианилином осуществляли методом окислительной полимеризации анилина. Для этого УНТ дисперсировали в дистиллированной воде с помощью ультразвука, добавляли концентрированную соляную кислоту в количестве, необходимом для заданного начального уровня pH, и анилин (0,08M). Смесь

термостатировали (18,5°C). Затем добавляли персульфат аммония (0,10М) и перемешивали в течение 1 часа. С момента подачи $(\text{NH}_4)_2\text{S}_2\text{O}_8$ фиксировали значения температуры и pH реакционной массы.

Полученный в виде нерастворимого продукта композит отфильтровывали, промывали последовательно 1М соляной кислотой и изопропиловым спиртом до исчезновения окраски фильтрата, а затем высушивали при 80°C. Содержание ПАНИ в композите и его выход от теоретически возможного определяли по увеличению массы материала (УНТ) после модифицирования. Удельная поверхность определялась по адсорбции азота при температуре 77,4 К и оценивалась методом БЭТ. Удельное электрическое сопротивление измерялось для порошка ПАНИ/УНТ, сжатого в стеклянной трубке между стальными пуансонами под давлением 10 МПа. Определение электрической емкости полученных материалов осуществлялось с помощью трехэлектродной ячейки, в которой образец модифицированных полианилином УНТ массой 0,05 г, нанесенных на диск из стеклоуглерода, служил рабочим электродом. Вспомогательный электрод представлял собой пластину из графитовой фольги. Электрод сравнения – насыщенный хлорсеребряный. Измерения проводились в гальваностатическом режиме при токе 2–10 мА, развертках потенциала от –0,5 до 0,5 и от –0,3 до 0,3 В. Электролитом служил 0,5 М раствор Na_2SO_4 .

Расчеты эволюции систем «УНТ–ПАНИ» методом молекулярной динамики осуществляли с использованием программного продукта Gromacs. Исходные данные и результаты расчета обработаны в программном комплексе NanoEngineer–1.

На рисунке 1 представлены температурные профили реакции окислительной полимеризации анилина в присутствии исходных и карбоксилированных УНТ с разной степенью функционализации. На всех кривых можно выделить три характерных участка: 1) индукционный период реакции, когда температура реакционной массы остается неизменной; 2) быстрый рост температуры; 3) очень медленное снижение температуры.

Согласно [6], во время индукционного периода происходит формирование феназиновых нуклеатов, способных адсорбироваться преимущественно на гидрофобных поверхностях. Наименее продолжительный индукционный период реакции наблюдается в присутствии нефункционализированных нанотрубок. Наличие COOH–групп, придающих поверхности УНТ гидрофильные свойства, вызывает замедление индукционного периода. Но степень функционализации на его продолжительность практически не влияет.

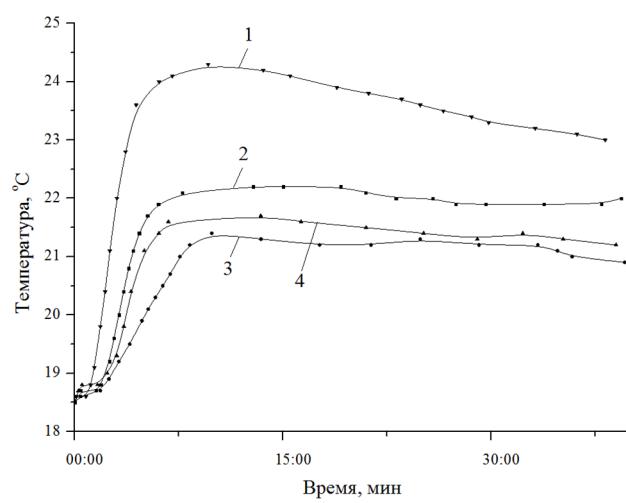
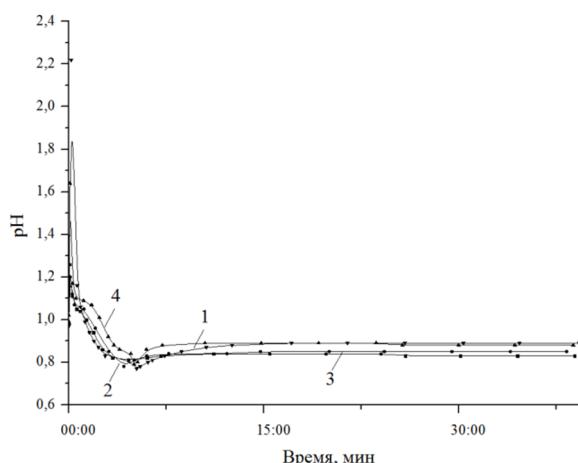


Рисунок 1 – Температурные профили реакции окислительной полимеризации анилина в присутствии исходных (1), и карбоксилированных (2–4) УНТ «Таунит–М»:
Степень функционализации COOH–группами (ммоль/г): 2 – 0,1; 3 – 0,4; 4 – 0,7

Наибольший подъем температуры на втором этапе процесса наблюдается при модифицировании нефункционализированных УНТ. По мере увеличения степени функционализации значение достигаемой при окислительной полимеризации температуры сначала снижается, а затем начинает увеличиваться. Так, при наличии на поверхности УНТ 0,1; 0,4 и 0,7 ммоль/г COOH–групп реакционная масса нагревается до 22,2; 21,4 и 21,7°C

соответственно. Согласно [6] по наклону этого участка подъема температуры можно опосредованно судить о степени полимеризации ПАНИ. Следовательно, покрытие, состоящее из ПАНИ с самой низкой молярной массой формируется при модифицировании карбоксилированных УНТ со степенью функционализации 0,4 ммоль/г.

Поскольку в ходе окислительной полимеризации анилина происходит образование протонов, pH реакционной массы в ходе процесса снижается. На кривых изменения кислотности среды (рисунок 2) идентифицируются участки, положение которых коррелирует с положением соответствующих участков на температурных профилях. Минимум pH достигается в то же время, когда и максимум температуры. Стабилизация pH на конечном участке свидетельствует о прекращении окислительной полимеризации. Необходимость дальнейшей выдержки реакционной массы связана со стабилизацией цепей ПАНИ на поверхности УНТ.



*Рисунок 2 – Изменение pH в ходе реакции окислительной полимеризации анилина в присутствии исходных (1), и карбоксилированных (2–4) УНТ «Таунит-М»:
Степень функционализации COOH-группами (ммоль/г): 2 – 0,1; 3 – 0,4; 4 – 0,7*

Таблица 1 – Влияние степени функционализации УНТ COOH-группами, на выход ПАНИ при окислительной полимеризации анилина и важнейшие свойства полученных композитов (~83 масс.% ПАНИ).

Степень функционализации, ммоль/г	Выход ПАНИ от теоретически возможного, %	Удельная поверхность, м ² /г	Удельное электрическое сопротивление композита, Ом·см	Удельная электроемкость, Ф/г
0	92,6	53,5	7,3	150–160
0,1	87,4	57,2	5,2	н.д.
0,4	89,1	65,0	16,3	160–170
0,7	86,0	107,1	22	н.д.

Анализ данных таблицы 1 выявляет несколько эффектов. Выход ПАНИ в присутствии исходных УНТ несколько выше, в присутствии карбоксилированных УНТ. Однако разница не столь значительна. Удельная поверхность полученных композитов возрастает с увеличением степени функционализации УНТ. Следовательно, COOH-группы способствуют формированию более рыхлого, проницаемого для адсорбата ПАНИ-покрытия. Наиболее электропроводные композиты получены из слабофункционализированных УНТ (0,1 ммоль/г COOH-групп). Рост степени функционализации УНТ приводит к увеличению удельного электрического сопротивления композитов ПАНИ/УНТ. Первые измерения удельной электроемкости не выявили заметного влияния степени функционализации на этот параметр.

Таким образом, композиты ПАНИ/УНТ целесообразно получать на основе карбоксилированных нанотрубок. Причем степень функционализации необходимо выбирать в зависимости от предполагаемого применения полученного материала. Когда требуется получить композит с максимальными сорбционными свойствами, на поверхности

подвергаемых модифицированию УНТ должно содержаться значительное количество функциональных групп. Если же необходим материал с максимальными проводящими свойствами, то для модифицирования полианилином нужно выбирать УНТ с низкой степенью функционализации.

Для объяснения наблюдаемого влияния COOH-групп на свойства композитов ПАНИ/УНТ необходимо выяснение механизмов взаимодействия молекул ПАНИ с поверхностью исходных и функционализированных УНТ. В связи с этим был произведен расчет методами молекулярной динамики (модель MM+) эволюции молекулярной системы включающей фрагмент многослойной УНТ и двух цепочек ПАНИ в состоянии протонированного эмералдина.

А. Взаимодействие молекул ПАНИ с поверхностью исходных УНТ. По данным расчетов, на начальном этапе взаимодействия система не претерпевает существенного изменения, за исключение изменения значения углов между плоскими группами цепочки ПАНИ. В то же время градиент потенциальной энергии указывает на направленное сближение УНТ и молекул ПАНИ. Дальнейшая эволюция молекулярной системы рассматривалась до значения локального минимума энергии. На рисунке 3 представлены состояния молекулярной системы при различных временах экспозиции. С момента времени 6 пс молекулы ПАНИ начинают располагаться вокруг поверхности УНТ. В момент времени 60,125 пс, по результатам расчета, система находится в состоянии локального минимума, при котором молекулы ПАНИ полностью обвивают поверхность УНТ, что вероятнее всего достигается за счет π - π -электронного взаимодействия.

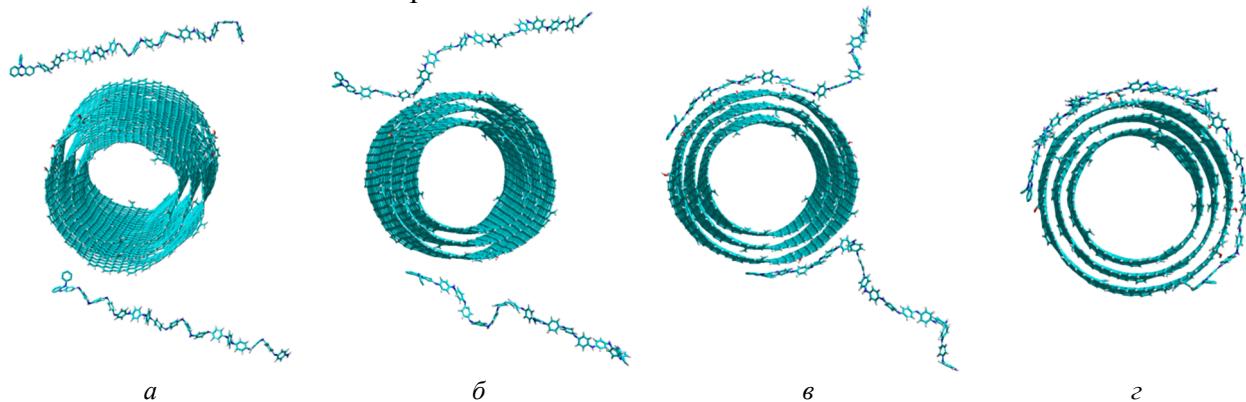


Рисунок 3 – Эволюция молекулярной системы «УНТ-ПАНИ».
Время экспозиции (nc): а) 1,257; б) 6,55; в) 18 nc; г) 60,125

Б. Взаимодействие молекул ПАНИ с поверхностью карбоксилированной УНТ. Присоединение карбоксильных групп к поверхности УНТ рассматривалось по 1- и 2-точечной схемам [7]. Состояние молекулярной системы при различных временах экспозиции представлено на рисунке 4.

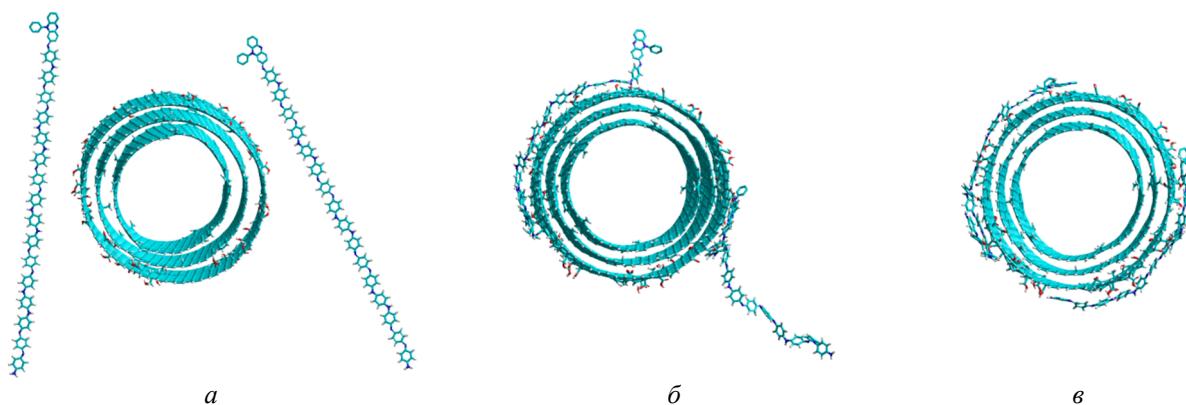


Рисунок 4 – Эволюция молекулярной системы «карбоксилированная УНТ-ПАНИ».
Время экспозиции (nc): а) 0; б) 22; в) 47,5

Система «карбоксилированная УНТ–ПАНИ» приходит в состояние локального минимума потенциальной энергии быстрее, чем «УНТ–ПАНИ». При сближении цепочек полианилина с УНТ не происходит образование водородных связей, а удержание полимера осуществляется за счет электростатического и π – π –электронного взаимодействия и сил Ван–дер–Ваальса. Также необходимо заметить, что, располагаясь вокруг функционализированной УНТ, молекула ПАНИ отталкивается от карбоксильных групп и обходит их, что наглядно видно на рисунке 5.

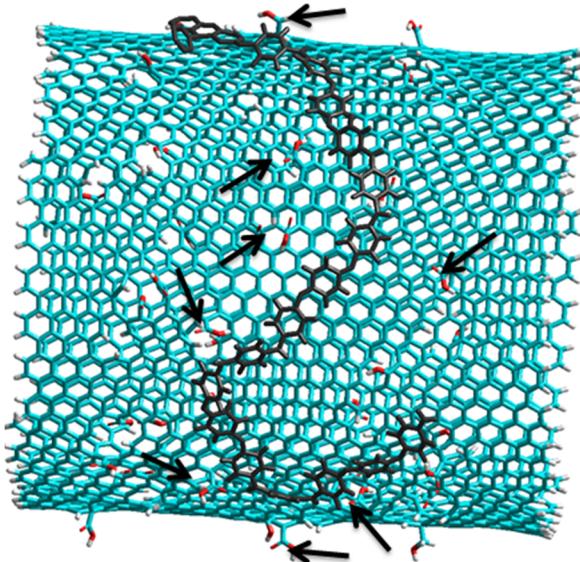


Рисунок 5 – Фрагмент карбоксилированной УНТ с расположенной вокруг нее молекулой ПАНИ (показана черным цветом). Карбоксильные группы отмечены стрелкой

Таким образом, предположение о формировании более рыхлого модифицирующего ПАНИ–покрытия на поверхности карбоксилированных УНТ находит свое подтверждение. Усиление взаимодействия ПАНИ с функционализированными УНТ, выраженное в сокращении времени достижения минимума потенциальной энергии, достигается не за счет образования водородных связей между COOH– и NH₂–группами, как считалось ранее [8], а за счет ориентирующего влияния карбоксильных групп.

Наличие карбоксильных групп на поверхности УНТ влияет как на протекание окислительной полимеризации анилина, так и на конечные свойства композитов «ПАНИ/УНТ». Предварительная функционализация УНТ перед модифицированием полианилином является целесообразной, причем величина степени функционализации определяется областью предполагаемого применения полученного материала. Наиболее высокую удельную поверхность имеют композиты «ПАНИ/УНТ», полученные на основе УНТ с высоким содержанием COOH–групп.

Взаимодействие между карбоксилированными УНТ и макромолекулами ПАНИ обеспечивается за счет сил Ван–дер–Ваальса, электростатического и π – π –электронного взаимодействия. Водородные связи между карбоксильными группами УНТ и аминогруппами ПАНИ не образуются.

Полученные результаты позволяют вести управляемый синтез композитов «ПАНИ/УНТ» с заданными характеристиками.

Работа выполнена в рамках государственной поддержки кооперации российских высших учебных заведений, государственных научных учреждений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства, осуществляющей в соответствии с постановлением Правительства РФ от 9.04.2010 г. № 218 (договор № 02.G25.31.0123 от 14.08.2014 г.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Spitalsky, Z. Carbon nanotube–polymer composites: Chemistry, processing, mechanical and electrical properties / Z. Spitalsky, D. Tasis, K. Paragelis, C. Galiotis // Progress in Polymer Science. – 2010. – Vol. 35. – P. 357–401.
2. Oueiny, C. Carbon nanotube–polyaniline composites / C. Oueiny, S. Berlioz, F.–X. Perrin // Progress in Polymer Science. – 2014. – Vol. 39. – P. 707–748.

3. Wu, T.M. Doped polyaniline/multi-walled carbon nanotubes composites: preparation, characterization and properties / T.M. Wu, J.Y. Lin // Polymer. – 2006. – Vol. 47. – P. 3576–3582.
4. Qiao, Y. Carbon nanotube/polyaniline composite as anode material for microbial fuel cells / Y. Qiao, C.M. Li, S.-J. Bao, Q.-L. Bao // Journal of Power Sources. – 2007. – Vol. 170. – P. 79–84.
5. Zhang, Z. Characterization of functional groups on oxidized multi-wall carbon nanotubes by potentiometric titration / Z. Zhang, L. Pfefferle, G.L. Haller // Catalysis Today. – 2015. – Vol. 249. – P. 23–29.
6. Stejskal, J. Polyaniline nanostructures and the role of aniline oligomers in their formation / J. Stejskal, I. Sapurina, M. Trchová // Progress in Polymer Science. – 2010. – Vol. 35. – P. 1420–1481.
7. Kar, T. The effect on acidity of size and shape of carboxylated single-wall carbon nanotubes. A DFT–SLDB study / T. Kar, S. Scheiner, A.K. Roy // Chemical Physics Letters. – 2008. – Vol. 460. – P. 225.
8. Wu, T.-M. Preparation and characterization of polyaniline/multi-walled carbon nanotube composites / T.-M. Wu, Y.-W. Lin, Ch.-S. Liao // Carbon. – 2005. – Vol. 43. – P. 734–740.

Аносова Ирина Владимировна

Тамбовский государственный
технический университет, г.
Тамбов
Аспирант кафедры «Техника и
технологии производства
нанопродуктов»
E-mail: anosowa_i_w@mail.ru

Дьячкова Татьяна Петровна

Тамбовский государственный
технический университет, г.
Тамбов
Кандидат химических наук, доцент
кафедры «Техника и технологии
производства нанопродуктов»
E-mail: mashtatpetr@mail.ru

Рухов Артем Викторович

Тамбовский государственный
технический университет, г.
Тамбов
Доктор технических наук
E-mail: artem1@inbox.ru

I.V. ANOSOVA, T.P. DYACHKOVA, A.V. PUKHOV

STUDY OF LAWS MODIFICATION CARBOXYLATED POLYANILINE MULTILAYER CARBON NANOTUBES

The degree of functionalization by carboxyl groups of multi-walled carbon nanotubes (CNT) influence on the oxidative polymerization of aniline process was studied. Species interactions between macromolecules of polyaniline (PANI) and the surface of the pristine and carboxylated CNTs were assessed by molecular dynamics methods. The pre-functionalization of CNTs influence on the properties of composites of PANI/CNT was shown.

Keywords: carbon nanotubes, polyaniline, modifying, functionalization, carboxyl groups, oxidative polymerization, molecular dynamics.

BIBLIOGRAPHY

1. Spitalsky, Z. Carbon nanotube–polymer composites: Chemistry, processing, mechanical and electrical properties / Z. Spitalsky, D. Tasis, K. Paragelis, C. Galiotis // Progress in Polymer Science. – 2010. – Vol. 35. – P. 357–401.
2. Oueiny, C. Carbon nanotube–polyaniline composites / C. Oueiny, S. Berlioz, F.-X. Perrin // Progress in Polymer Science. – 2014. – Vol. 39. – P. 707–748.
3. Wu, T.M. Doped polyaniline/multi-walled carbon nanotubes composites: preparation, characterization and properties / T.M. Wu, J.Y. Lin // Polymer. – 2006. – Vol. 47. – P. 3576–3582.
4. Qiao, Y. Carbon nanotube/polyaniline composite as anode material for microbial fuel cells / Y. Qiao, C.M. Li, S.-J. Bao, Q.-L. Bao // Journal of Power Sources. – 2007. – Vol. 170. – P. 79–84.
5. Zhang, Z. Characterization of functional groups on oxidized multi-wall carbon nanotubes by potentiometric titration / Z. Zhang, L. Pfefferle, G.L. Haller // Catalysis Today. – 2015. – Vol. 249. – P. 23–29.
6. Stejskal, J. Polyaniline nanostructures and the role of aniline oligomers in their formation / J. Stejskal, I. Sapurina, M. Trchová // Progress in Polymer Science. – 2010. – Vol. 35. – P. 1420–1481.
7. Kar, T. The effect on acidity of size and shape of carboxylated single-wall carbon nanotubes. A DFT–SLDB study / T. Kar, S. Scheiner, A.K. Roy // Chemical Physics Letters. – 2008. – Vol. 460. – P. 225.
8. Wu, T.-M. Preparation and characterization of polyaniline/multi-walled carbon nanotube composites / T.-M. Wu, Y.-W. Lin, Ch.-S. Liao // Carbon. – 2005. – Vol. 43. – P. 734–740.

Anosova Irina Vladimirovna

Tambov State Technical University,
Tambov
Student of «Engineering and
manufacturing nanoproducts»
E-mail: anosowa_i_w@mail.ru

Dyachkova Tatyana Petrovna

Tambov State Technical University,
Tambov
Ph.D., assistant professor of
«Techniques and manufacturing
nanoproducts»
E-mail: mashtatpetr@mail.ru

Rukhov Artem Viktorovich

Tambov State Technical University,
Tambov
Doctor of Technical Sciences
E-mail: artem1@inbox.ru

С.И. МАТЮХИН, А.В. СТАВЦЕВ, А.А. ПИСАРЕВ, Д.О. МАЛЫЙ, Д.А. ТИТУШКИН

ЗАВИСИМОСТЬ КОММУТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОВОЛЬТНЫХ Р-І-Н-ДИОДОВ ОТ СИЛЫ И СКОРОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ПРЯМОГО ТОКА ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ ДИОДОВ ИЗ ПРОВОДЯЩЕГО СОСТОЯНИЯ В НЕПРОВОДЯЩЕЕ

Рассмотрены коммутационные параметры, характеризующие переключение высоковольтных р-і-н-диодов из проводящего состояния в непроводящее под действием прямоугольного импульса обратного напряжения. Исходя из компактной математической модели процесса переключения, проанализирована зависимость этих параметров от силы прямого тока и скорости его спада перед переключением.

Ключевые слова: коммутационные параметры, высоковольтные р-і-н-диоды.

Коммутационные параметры относятся к важнейшим характеристикам высоковольтных полупроводниковых приборов, поскольку от них в значительной степени зависят динамические свойства и нагрузочная способность приборов, их КПД и условия охлаждения. В настоящей работе рассмотрены коммутационные параметры, характеризующие переключение высоковольтных р-і-н-диодов из проводящего состояния в непроводящее под действием прямоугольного импульса обратного напряжения в электрической цепи, содержащей индуктивность.

Как известно [1–4], при этих условиях р-і-н-диоды переходят в закрытое (непроводящее) состояние за конечное время t_{rr} , необходимое для удаления избыточного заряда Q_{rr} , накопленного при работе прибора в проводящем состоянии. При этом переходный процесс переключения диодов с прямого направления на обратное состоит из следующих основных этапов (рисунок 1): 1) этапа спада прямого тока от начального значения I_{FM} до нуля из-за смены полярности ЭДС источника; 2) этапа падения послеинжекционной ЭДС до нуля; 3) этапа нарастания обратного напряжения от нуля до максимального значения V_{RM} и 4) этапа восстановления обратного сопротивления диода.

Длительность t_0 первого этапа переключения определяется начальным значением прямого тока I_{FM} и скоростью его спада $a = di/dt$:

$$t_0 = \frac{I_{FM}}{a}. \quad (1)$$

В свою очередь, скорость спада прямого тока di/dt определяется амплитудой импульса обратного напряжения (ЭДС источника) V_{RM} и индуктивностью L нагрузки:

$$a = \frac{di}{dt} \approx \frac{V_{RM}}{L}. \quad (2)$$

В момент времени $t = t_0$ прямой ток через диод достигает нулевого значения, но не прекращается, а меняет направление из-за наличия в n -базе накопленного заряда. Этот заряд начинает выводиться из базы в момент времени $t = t_1$, когда послеинжекционная ЭДС становится равной нулю, и практически полностью выводится к моменту времени $t = t_2$, когда обратный ток через диод достигает своего максимального значения I_{rr} . В этот момент времени заряд в базе уменьшается настолько, что начинает ограничивать обратный ток, сопротивление прибора резко возрастает, и он принимает на себя внешнее напряжение V_{RM} .

Максимальное значение обратного тока I_{rr} определяется длительностью этапа нарастания обратного тока t_s , которая складывается из длительности этапа падения послеинжекционной ЭДС и этапа нарастания обратного напряжения (рисунок 1):

$$I_{rr} = at_s, \quad (3)$$

$$t_s = t_2 - t_0. \quad (4)$$

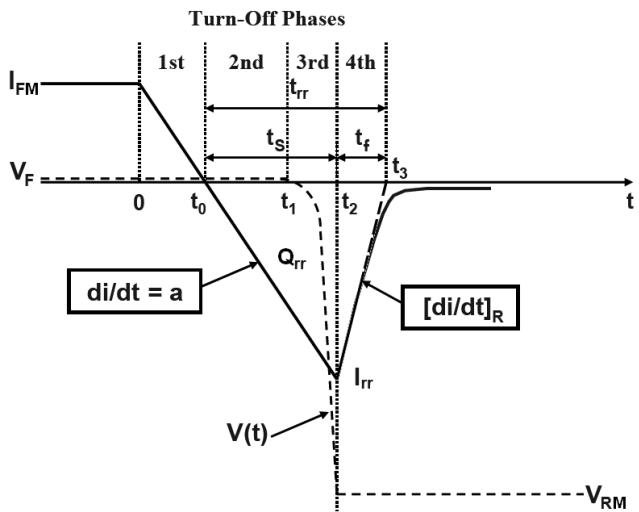


Рисунок 1 – Зависимости от времени тока через диод (сплошная кривая) и напряжения на диоде (штриховая кривая) при его переключении с прямого направления на обратное в цепи с индуктивной нагрузкой

При $t > t_2$ обратный ток через диод начинает уменьшаться из-за роста сопротивления обратносмещенного $p^+ - n$ -перехода [2]:

$$i(t) \approx -I_{rr} \exp\left(-\frac{t-t_2}{0,53 t_f}\right), \quad (5)$$

где t_f – это время, которое принято рассматривать в качестве длительности этапа восстановления обратного сопротивления (рисунок 1):

$$t_f = t_3 - t_2. \quad (6)$$

В конце этого этапа, в момент времени $t \approx t_3$, сопротивление $p^+ - n$ -перехода достигает своего максимального значения, и ток через диод практически прекращается.

Таким образом, для переключения диода с прямого направления на обратное в цепи с индуктивной нагрузкой требуется время $t_3 = t_0 + t_{rr}$, где величина t_{rr} представляет собой время обратного восстановления диода (рисунок 1):

$$t_{rr} = t_s + t_f. \quad (7)$$

Как ясно из рисунка 1, за это время из базы диода удаляется заряд обратного восстановления Q_{rr} , равный:

$$Q_{rr} = \frac{1}{2} I_{rr} t_{rr}. \quad (8)$$

Чем меньше время t_{rr} , тем быстрее диоды переключаются с прямого направления на обратное и тем более высокочастотные сигналы они способны обработать. В то же время приборы с одинаковым t_{rr} могут иметь разные значения t_s и t_f , поэтому для характеристики процесса переключения вводится ещё один параметр – так называемый фактор мягкости диода s , или s -фактор:

$$s = \frac{t_f}{t_s}. \quad (9)$$

В настоящей работе, исходя из компактной математической модели процесса переключения $p - i - n$ -диода [4], проанализирована зависимость коммутационных параметров

t_s , t_f , t_{rr} , s , I_{rr} и Q_{rr} от силы прямого тока I_{FM} и скорости его спада $a = di/dt$ перед переключением.

Следует отметить, что математическому моделированию процесса переключения p - i - n -диодов посвящен целый ряд работ [5–13] как зарубежных, так и отечественных авторов. Однако в работах [5–9] рассматривается переключение диода прямоугольным импульсом тока в цепи с активной нагрузкой, когда ток через диод мгновенно меняет направление с прямого на обратное, а математические модели [10–13], описывающие переключение диода при линейном изменении тока, оказываются достаточно сложными для анализа зависимости коммутационных параметров от силы и скорости изменения тока. Вследствие этого в настоящей работе за основу была выбрана компактная математическая модель процесса переключения [4], которая является обобщением модели [14] восстановления диода при его переключении прямоугольным импульсом тока на случай его линейного изменения.

Эта модель основана на линеаризованном (спрямленном) распределении неравновесных носителей заряда в n -базе диода, изображенном на рисунке 2 (а). Для сравнения на рисунке 2 (б) представлены распределения концентрации носителей, численно рассчитанные для различных моментов времени в реальном приборе [4]. Как показывают рисунки 2 (а) и 2 (б), линеаризованная модель достаточно точно отражает основные особенности эволюции распределения носителей при переключении диода.

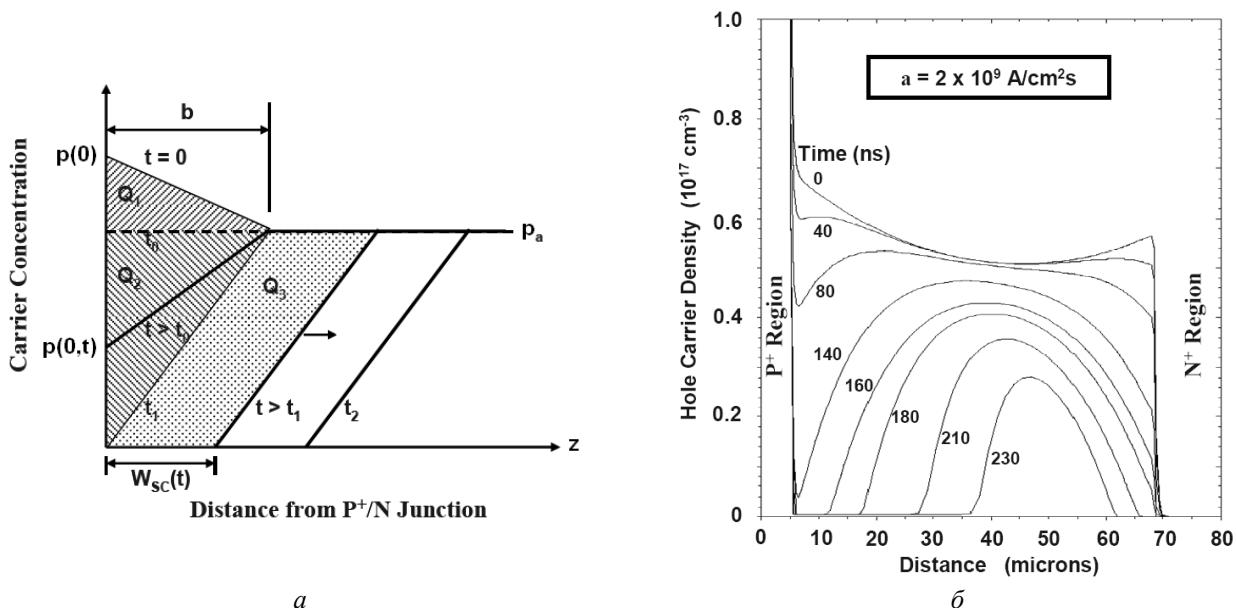


Рисунок 2 – Линеаризованная модель (а) распределения неравновесных носителей заряда (б) в базе диода при его переключении с прямого направления на обратное

В качестве p_a на рисунке 2 (а) обозначена средняя концентрация дырок в n -базе в начале процесса восстановления диода:

$$p_a = \frac{I_{FM} \tau_p}{e W_n S_0} \quad (10)$$

где e – элементарный заряд;

τ_p – время жизни дырок в n -базе;

W_n и S_0 – соответственно, толщина и площадь поперечного сечения базы.

В качестве Q_1 обозначен накопленный заряд, который выводится из базы за время t_0 :

$$Q_1 = \frac{1}{2} I_{FM} t_0 = \frac{I_{FM}^2}{2a} \quad (11)$$

Как видно из построений:

$$Q_1 = \frac{1}{2} e[p(0) - p_a]bS_0, \quad (12)$$

откуда:

$$b = \frac{2Q_1}{e[p(0) - p_a]S_0} = \frac{I_{FM}^2}{ea[p(0) - p_a]S_0}, \quad (13)$$

где $p(0)$ – стационарная концентрация дырок на границе с $p^+ - n$ -переходом при протекании через прямосмешенный диод тока I_{FM} .

В течение времени от t_0 до t_1 эта концентрация плавно понижается до своего равновесного значения $p_{n0} \approx 0$, и за это время, как это следует из рисунка 2 (а), из базы выводится заряд Q_2 , равный

$$Q_2 = \frac{1}{2} ep_a b S_0 = \frac{p_a I_{FM}^2}{2a[p(0) - p_a]}. \quad (14)$$

С другой стороны:

$$Q_2 = \int_{t_0}^{t_1} I(t) dt = \int_{t_0}^{t_1} at dt = \frac{a(t_1^2 - t_0^2)}{2}, \quad (15)$$

откуда:

$$t_1 = t_0 \sqrt{1 + \frac{2Q_2}{at_0^2}} = t_0 \sqrt{\frac{p(0)}{p(0) - p_a}}. \quad (16)$$

В промежуток времени от 0 до t_1 (*рисунок 1*) $p^+ - n$ -переход диода остаётся прямосмешенным, а ток через него равен:

$$I(t) \approx 2eD_p S_0 \frac{dp}{dz} \Big|_{z=0} \approx 2eD_p S_0 \frac{p(0,t) - p_a}{b}, \quad (17)$$

где D_p – коэффициент диффузии дырок в n -базе.

Из (17) находим:

$$p(0,t) \approx p_a + \frac{bI(t)}{2eD_p S_0} = p_a + \frac{I_{FM}^2 (I_{FM} - at)}{2e^2 a [p(0) - p_a] D_p S_0^2}, \quad (18)$$

где при высоких уровнях инжекции следует заменить D_p на амбиполярный коэффициент диффузии D_a .

Как следует из формулы (18):

$$p(0) \approx p_a + \sqrt{\frac{I_{FM}^3}{2e^2 a D_p S_0^2}}, \quad (19)$$

откуда, подставляя (19) в (18), получаем:

$$p(0,t) \approx p_a + \sqrt{\frac{I_{FM}}{2e^2 a D_p S_0^2}} (I_{FM} - at). \quad (20)$$

С учетом (10) и (19) из (16) в этом случае находим:

$$t_1 = t_0 \sqrt{1 + \frac{\tau_p}{W_n} \sqrt{\frac{2aD_p}{I_{FM}}}}. \quad (21)$$

Формула (20) позволяет определить падение напряжения на базе диода и падение напряжения на его $p^+ - n$ -переходе. При этом падение напряжения на $p^+ - n$ -переходе $V_{p^+ n}(t)$ благодаря высокой концентрации неравновесных носителей в базе при $0 < t \leq t_1$ вносит основной вклад в падение напряжения $V(t)$ на диоде, поэтому это напряжение равно:

$$V(t) \approx V_{p^+n}(t) = \frac{kT}{e} \ln \left(\frac{p_a}{p_{n0}} + \sqrt{\frac{I_{FM}}{2e^2 a D_p S_0^2}} \frac{I_{FM} - at}{p_{n0}} \right). \quad (22)$$

В период времени от t_1 до t_2 (рисунок 1) запирающие свойства диода начинают восстанавливаться, и на диоде возникает обратное напряжение, достигающее значения V_{RM} при $t = t_2$. Появление этого напряжения обусловлено формированием в базе диода области, свободной от носителей заряда, граница которой смещается с течением времени на расстояние $W_{SC}(t)$ от $p^+ - n$ -перехода (рисунок 2, a).

При движении этой границы из базы выводится заряд Q_3 , равный:

$$Q_3(t) = e p_a S_0 W_{SC}(t). \quad (23)$$

С другой стороны:

$$Q_3(t) = \int_{t_1}^t I(t) dt = \int_{t_1}^t (I_{FM} - at) dt = I_{FM} (t - t_1) - \frac{a(t^2 - t_1^2)}{2}. \quad (24)$$

Комбинируя (23) и (24), находим:

$$W_{SC}(t) = \frac{a(t^2 - t_1^2)}{2 e p_a S_0} - \frac{I_{FM} (t - t_1)}{e p_a S_0}. \quad (25)$$

Падение напряжения на формируемой области $V(t)$ в рассматриваемый промежуток времени может быть найдено путём решения соответствующего уравнения Пуассона:

$$\frac{d^2 V(t)}{dz^2} = -\frac{q(z, t)}{4\pi\epsilon\epsilon_0}, \quad (26)$$

где ϵ – диэлектрическая проницаемость полупроводника;

ϵ_0 – электрическая постоянная;

$q(z, t)$ – плотность пространственного заряда, формируемого при переключении диода в области базы, свободной от носителей.

Этот заряд формируется благодаря процессам двух типов: 1) «оголению» донорных атомов и расширению обедненной основными носителями ОПЗ $p^+ - n$ -перехода; 2) дополнительной инжекции дырок в ОПЗ n -базы, которая связана с протеканием через $p^+ - n$ -переход обратного тока $I_R(t)$:

$$q(z, t) = e N_D + e p_{inj}(t). \quad (27)$$

Поскольку электрическое поле в области пространственного заряда является большим, можно предположить, что инжектированные дырки перемещаются в этой области базы со скоростью насыщения $v_{sat,p}$. Поэтому концентрация инжектированных дырок $p_{inj}(t)$ в пределах ОПЗ связана с обратным током $I_R(t)$ соотношением:

$$p_{inj}(t) = \frac{I_R(t)}{e v_{sat,p} S_0} = \frac{at - I_{FM}}{e v_{sat,p} S_0}. \quad (28)$$

Считая распределение положительного заряда в ОПЗ однородным, из (26)–(28) находим:

$$V(t) \approx \frac{e[N_D + p_{inj}(t)]}{8\pi\epsilon\epsilon_0} W_{SC}^2(t). \quad (29)$$

Формула (29) совместно с выражениями (25) и (28) и условием

$$V(t_2) = V_{RM} \quad (30)$$

позволяет найти момент времени t_2 (рисунок 1), а с ним и время нарастания обратного тока (4), и максимальное значение этого тока (3).

Будем для простоты полагать, что концентрация инжектированных дырок с течением времени не меняется и равна начальной концентрации $p_{inj}(t_1)$ в момент времени t_1 :

$p_{inj}(t) \approx p_{inj}(t_1)$. Кроме того, будем считать, что $t_2 \gg t_1$. Тогда, пренебрегая вычитаемым в (25), из условия (30) находим:

$$t_2 \approx t_1 \sqrt{1 + \frac{2ep_a S_0}{at_1^2} \sqrt{\frac{8\pi\epsilon\epsilon_0 v_{sat.p} S_0 V_{RM}}{ev_{sat.p} N_D S_0 + at_1 - I_{FM}}}} \quad (31)$$

или, с учетом (10):

$$t_2 \approx t_1 \sqrt{1 + \frac{4I_{FM}\tau_p}{aW_n t_1^2} \sqrt{\frac{2\pi\epsilon\epsilon_0 v_{sat.p} S_0 V_{RM}}{ev_{sat.p} N_D S_0 + at_1 - I_{FM}}}}. \quad (32)$$

С момента времени t_2 начинается фаза спада обратного тока диода длительностью t_f .

Во время этой фазы обратный ток быстро спадает до своего стационарного значения $I_{RM} \ll I_{FM}$, а обратное напряжение на диоде остается постоянным, равным напряжению источника V_{RM} . При этом из базы удаляется заряд Q_4 , распределенный в области базы, которая схематично изображена на рисунке 3 (a).

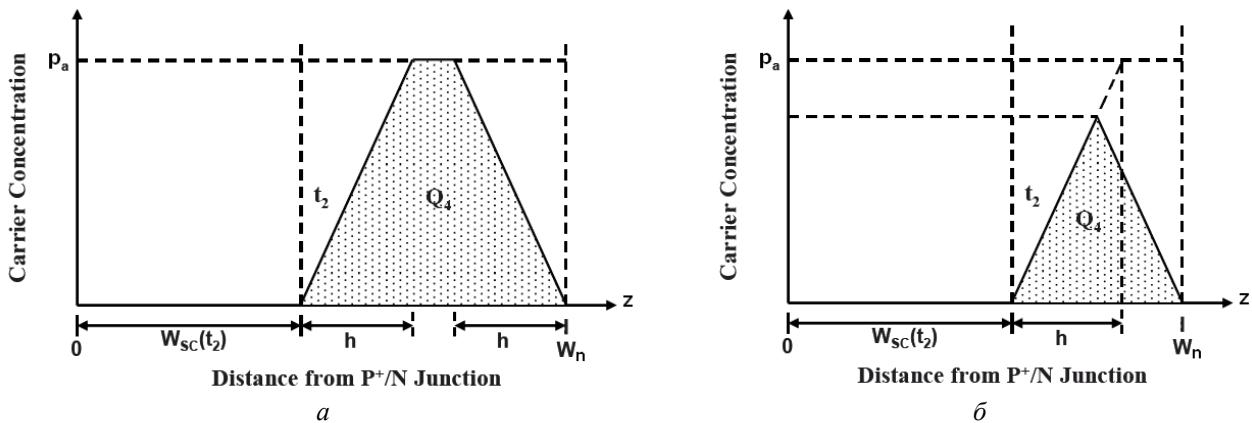


Рисунок 3 – Распределение неравновесных носителей заряда в базе диода в начале фазы спада обратного тока:
а) в форме трапеции; б) в форме треугольника

В начале фазы спада, в момент времени t_2 , через диод протекает обратный ток I_{rr} , величина которого равна:

$$I_{rr} = 2eD_p S_0 \frac{dp}{dz} \Big|_{z=W_{SC}(t)} \approx 2eD_p S_0 \frac{p_a}{h}. \quad (33)$$

Отсюда величина h , изображенная на рисунке 3 (а), равна:

$$h \approx \frac{2eD_p S_0 p_a}{I_{rr}}, \quad (34)$$

а величина заряда Q_4 определяется выражением:

$$Q_4 = ep_a S_0 [W_n - W_{SC}(t_2) - h] \approx ep_a S_0 \left[W_n - W_{SC}(t_2) - \frac{2eD_p S_0 p_a}{I_{rr}} \right]. \quad (35)$$

С другой стороны, из построений на рисунке 1:

$$Q_4 \approx \frac{1}{2} I_{rr} t_f. \quad (36)$$

Комбинируя (36) и (35), находим:

$$t_f = \frac{2ep_a S_0}{I_{rr}} \left[W_n - W_{SC}(t_2) - \frac{2eD_p S_0 p_a}{I_{rr}} \right], \quad (37)$$

или, учитывая (10):

$$t_f = \frac{2I_{FM}\tau_p}{I_{rr}} \left[1 - \frac{W_{SC}(t_2)}{W_n} - \frac{2I_{FM}D_p\tau_p}{I_{rr}W_n^2} \right]. \quad (38)$$

Дело, однако, осложняется тем, что выражение (35) [а с ним и (37) – (38)] справедливо только в том случае, когда $W_n - W_{SC}(t_2) - h \geq 0$, то есть когда область, изображенная на рисунке 3 (a), остается трапециевидной. При выполнении противоположного неравенства эта область становится треугольной (рисунок 3, б), а величина заряда Q_4 определяется выражением:

$$Q_4 = \frac{ep_a S_0}{h} \left[\frac{W_n - W_{SC}(t_2)}{2} \right]^2 \approx \frac{I_{rr}}{8D_p} [W_n - W_{SC}(t_2)]^2. \quad (39)$$

Комбинируя (36) и (39), для треугольного распределения носителей в базе [т.е. при $W_n - W_{SC}(t_2) - h < 0$] получаем:

$$t_f \approx \frac{[W_n - W_{SC}(t_2)]^2}{4D_p}. \quad (40)$$

Формулы (3) – (9), (21), (32), (38) и (40) позволяют произвести расчеты всех коммутационных параметров высоковольтных $p-i-n$ -диодов и проанализировать зависимость этих параметров от силы и скорости изменения прямого тока. В частности, результаты расчетов, выполненных по этим формулам для высоковольтного диода, выпускаемого ЗАО «Протон-Электротекс» (г. Орёл), приведены на рисунках 4 – 6 (сплошные кривые).

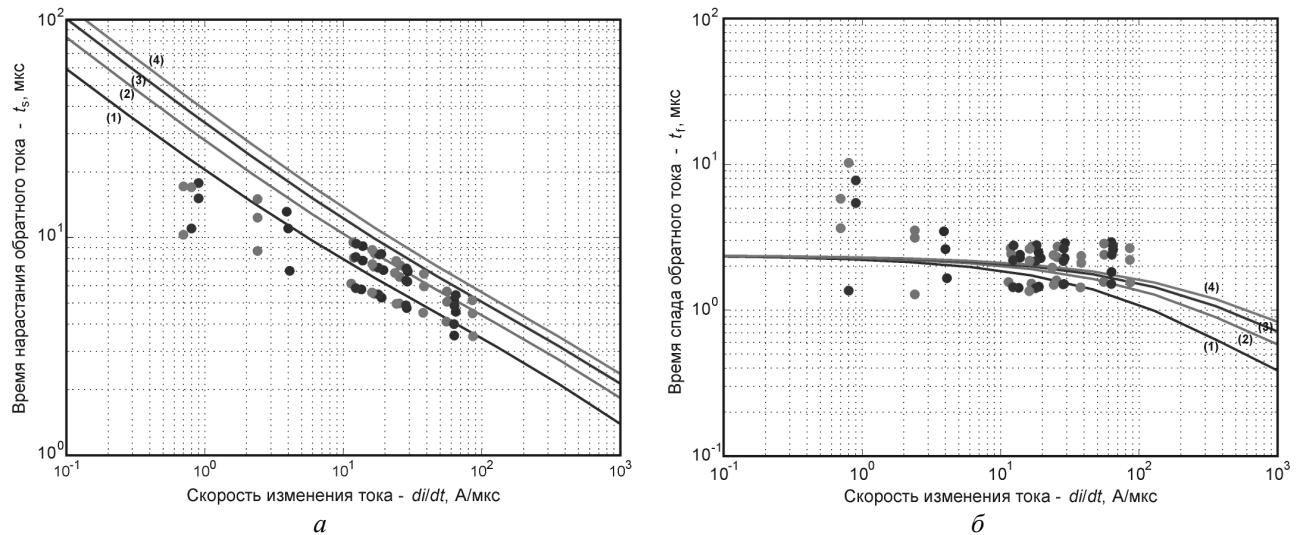


Рисунок 4 – Время нарастания (а) и спада (б) обратного тока, протекающего при переключении высоковольтного диода, в зависимости от скорости изменения тока при различных значениях прямого тока I_{FM} :

(1) – 500 A, (2) – 1000 A, (3) – 1500 A, (4) – 2000 A.
Сплошные кривые – теория; маркеры – эксперимент.

На этих же рисунках маркерами изображены результаты экспериментальных измерений коммутационных параметров указанного диода. Как показывает сравнение представленных результатов, рассмотренная теория, несмотря на её простоту и ряд грубых приближений, находится не только в удовлетворительном качественном, но и в неплохом количественном согласии с экспериментом.

Используя приближение $\sqrt{1+x} \approx 1+x/2$, формулы (21) и (32) можно представить в виде:

$$t_1 \approx t_0 \left(1 + \frac{\tau_p}{2W_n} \sqrt{\frac{2aD_p}{I_{FM}}} \right), \quad (41)$$

$$t_2 \approx t_1 \left(1 + \frac{2I_{FM}\tau_p}{aW_n t_1^2} \sqrt{\frac{2\pi\epsilon\epsilon_0 v_{sat,p} S_0 V_{RM}}{ev_{sat,p} N_D S_0 + at_1 - I_{FM}}} \right). \quad (42)$$

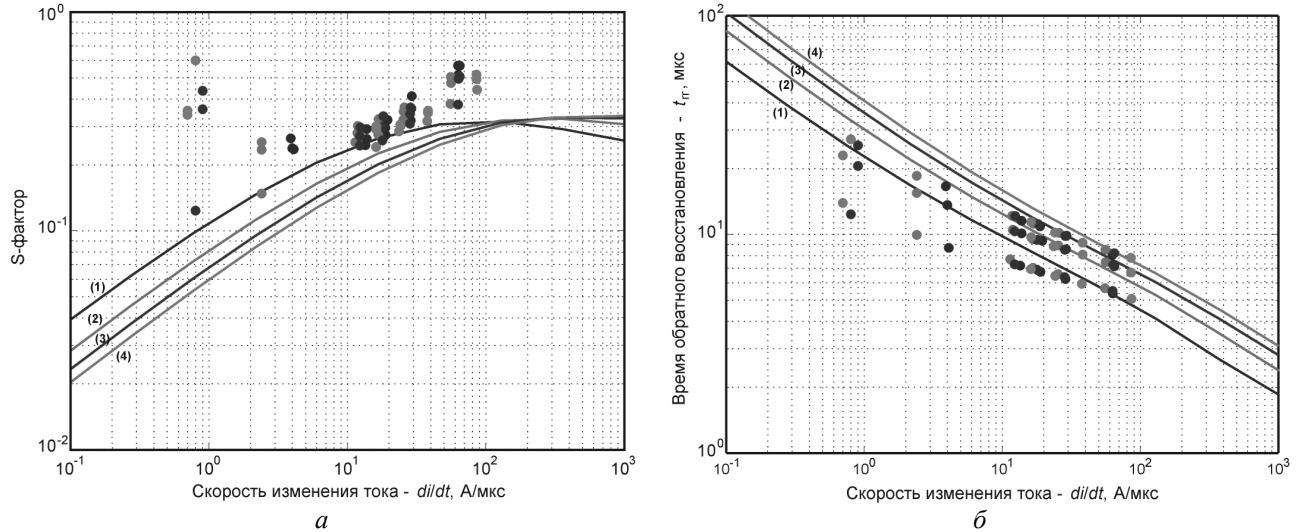


Рисунок 5 – S-фактор (а) и время обратного восстановления (б) высоковольтного диода в зависимости от скорости изменения прямого тока при различных значениях этого тока I_{FM} :

(1) – 500 A, (2) – 1000 A, (3) – 1500 A, (4) – 2000 A.

Сплошные кривые – теория; маркеры – эксперимент.

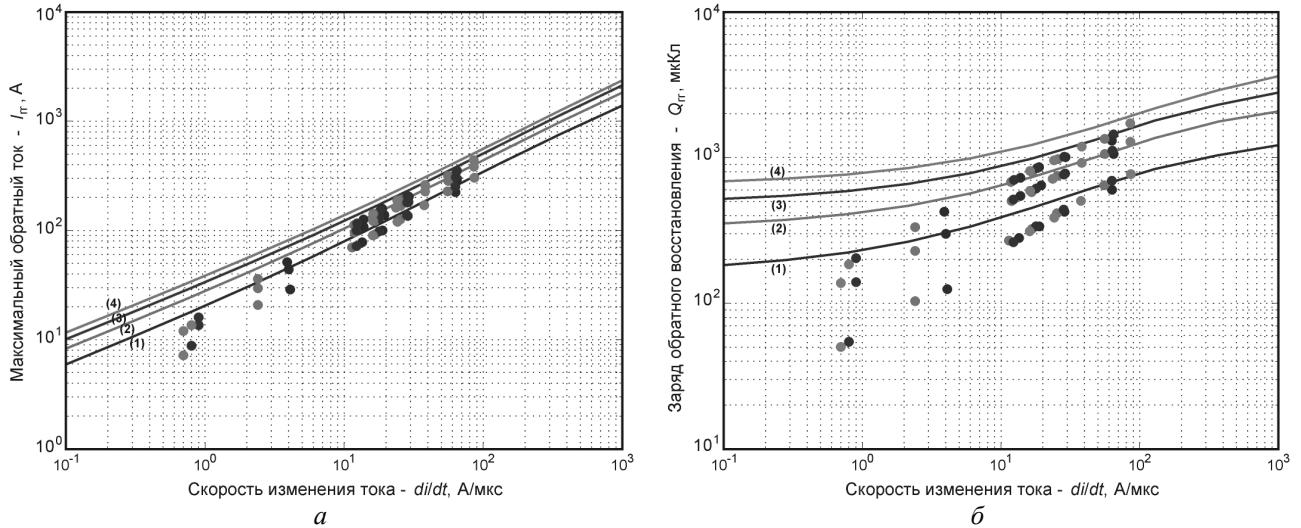


Рисунок 6 – Максимальный обратный ток (а) и заряд обратного восстановления (б) высоковольтного диода в зависимости от скорости изменения прямого тока при различных значениях этого тока I_{FM} :

(1) – 500 A, (2) – 1000 A, (3) – 1500 A, (4) – 2000 A.

Сплошные кривые – теория; маркеры – эксперимент.

Как правило, в случае высоковольтных приборов сделанное приближение хорошо работает в области больших прямых токов $I_{FM} \geq 500$ А при умеренных скоростях их спада $a \leq 10^9$ А/сек.

С учетом выражения (1) из (41) и (42) можно сделать вывод, что в рассматриваемой области $t_2 \sim t_1 \sim t_0 \sim I_{FM} / a$.

Используя эти формулы, для времени t_s из (4) получаем:

$$t_s \approx \frac{\tau_p \sqrt{2D_p t_0}}{2W_n} + \frac{2t_0 \tau_p}{W_n t_1} \sqrt{\frac{2\pi\epsilon\epsilon_0 v_{sat,p} S_0 V_{RM}}{ev_{sat,p} N_D S_0 + at_1 - I_{FM}}}. \quad (43)$$

Таким образом, в указанной области $t_s \sim \sqrt{t_0} \sim \sqrt{I_{FM}/a}$, а максимальный обратный ток (3) $I_{rr} \sim \sqrt{I_{FM}a}$. Для сравнения, в соответствии с экспериментальными данными $t_s \sim t_0^{0,27} \sim (I_{FM}/a)^{0,27}$, а $I_{rr} \sim a(I_{FM}/a)^{0,27} = a^{0,73} I_{FM}^{0,27}$.

При тех же допущениях, при которых получено выражение (43), из (25) и (38) находим:

$$t_f \approx \frac{2I_{FM}\tau_p}{I_{rr}} \left[1 - f(a, I_{FM}) - \frac{2I_{FM}D_p\tau_p}{I_{rr}W_n^2} \right] \quad (44)$$

при $W_n - W_{SC}(t_2) - h \geq 0$, что соответствует низким di/dt , и:

$$t_f \approx \frac{W_n^2}{4D_p} [1 - f(a, I_{FM})]^2 \quad (45)$$

при $W_n - W_{SC}(t_2) - h < 0$, что соответствует высоким скоростям изменения прямого тока.

В формулах (44), (45):

$$f(a, I_{FM}) \approx \frac{2}{W_n} \left(1 - \frac{I_{FM}}{at_1} \right) \sqrt{\frac{2\pi\epsilon\epsilon_0 v_{sat,p} S_0 V_{RM}}{ev_{sat,p} N_D S_0 + at_1 - I_{FM}}} < 1. \quad (46)$$

Таким образом, в указанной области значений и скоростей спада прямого тока $t_f \approx W_n^2/(4D_p) = \text{const}$ при небольших, и $t_f \sim 2I_{FM}\tau_p/I_{rr} \sim \sqrt{I_{FM}/a}$ при достаточно высоких скоростях изменения прямого тока.

С учетом этого обстоятельства для времени обратного восстановления диода (7) получаем: $t_{rr} \sim \sqrt{I_{FM}/a}$. При этом $s = t_f/t_s \approx \text{const}$ при высоких и $s \sim \sqrt{a/I_{FM}}$ при низких скоростях изменения прямого тока.

Заряд обратного восстановления (8) $Q_{rr} \sim at_s t_{rr} \sim I_{FM}$ и практически не зависит от скорости спада тока (в соответствии с экспериментом $Q_{rr} \sim a(I_{FM}/a)^{0,48} = a^{0,52} I_{FM}^{0,48}$).

Полученные результаты показывают, что для описания зависимости коммутационных параметров от силы прямого тока I_{FM} и скорости его спада $a = di/dt$ действительно можно использовать степенные аппроксимации вида [15]:

$$y(a, I_{FM}) = \sum_m C_m a^{\alpha_m} I_{FM}^{\beta_m}, \quad (47)$$

где $y(a, I_{FM})$ – это один из коммутационных параметров – t_s , t_f , t_{rr} , s , I_{rr} или Q_{rr} , – описывающих переключение высоковольтного $p-i-n$ -диода с прямого направления на обратное, а α_m , β_m и C_m – постоянные ($m = 1, 2, 3, \dots$).

В настоящее время подобного рода аппроксимации широко используются на практике для восстановления зависимостей $y(a, I_{FM})$ по экспериментальным данным [2, 15, 16], а также для компактного моделирования свойств $p-i-n$ -диодов в современных программных пакетах, предназначенных для компьютерного моделирования электроники [17].

Полученные в работе формулы имеют простой аналитический вид и не содержат в себе подгоночных параметров. Несмотря на это, указанные формулы находятся в удовлетворительном качественном и неплохом количественном согласии с экспериментом. Вследствие этого они могут оказаться полезными при инженерном анализе конструктивных факторов, определяющих зависимость коммутационных параметров диодов от силы и скорости спада прямого тока, а также для оценки коммутационных характеристик высоковольтных $p-i-n$ -диодов при их проектировании.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Евсеев, Ю.А. Силовые полупроводниковые приборы / Ю.А. Евсеев, П.Г. Дерменжи. – М.: Энергоиздат, 1981. – 472 с.
2. Абрамович, М.И. Диоды и тиристоры в преобразовательных установках / М.И. Абрамович, В.М. Бабайлов, В.Е. Либер и др. – М.: Энергоатомиздат, 1992. – 432 с.
3. Lutz, J. Semiconductor Power Devices / J. Lutz, H. Schlangenotto, U. Scheuermann, R. De Doncker // Physics, Characteristics, Reliability. – Springer, 2011. – 536 p.
4. Baliga, J.B. Fundamentals of Power Semiconductor Devices / J.B. Baliga. – Springer, 2008. – P. 244–256.
5. Kingston, R.H. Switching time in junction diodes and junction transistors/ R.H. Kingston // Proc. IRE. – 1954. – V. 42. – № 5. – P. 829–834.
6. Ko, W.H. The Reverse Transient Behavior of Semiconductor Junction Diodes / W.H. Ko // IRE Transactions on Electron Devices. – 1961. – Vol. ED–8. – P. 123–131.
7. Kuno, H.J. Analysis and Characterization of P–N Junction Diode Switching / H.J. Kuno // IEEE Transactions on Electron Devices. – 1964. – Vol. ED–11. – № 1. – P. 8–14.
8. Benda, H. Reverse Recovery Processes in Silicon Power Rectifiers / H. Benda, E. Spenke // Proceedings of the IEEE. – 1967. – V. 55. – P. 1331–1354.
9. Berz, F. Step Recovery of p–i–n Diodes / F. Berz // Solid–State Electronics. – 1979. – V. 22. – P. 927–932.
10. Berz, F. Ramp Recovery in p–i–n Diodes / F. Berz // Solid–State Electronics. – 1980. – V. 23. – P. 783–792.
11. Bianco, B. Analytical Solution for Reverse Recovery of Power Rectifiers / B. Bianco, G.R. Bisio, R. Delfino // IEEE Transactions on Electron Devices. – 1980. – Vol. ED–27. – № 9. – P. 1834–1836.
12. Dhariwal, S.R. Ramp Recovery in p–i–n Diodes: General Mathematical Formulation and Comparison with Other Methods of Lifetime Measurement / S.R. Dhariwal, R.C. Sharma // Solid–State Electronics. – 1992. – V. 35. – № 11. – P. 1675–1682.
13. Конюхов, А.В. Анализ процесса восстановления запирающих свойств p⁺–n–n⁺–диодов в режимах быстрой коммутации / А.В. Конюхов, Ю.М. Локтаев, В.Я. Павлик, Ю.А. Чесноков // Прикладная физика. – 2001. – № 4. – С. 76–84.
14. Ghandhi, S.K. Semiconductor Power Devices / S.K. Ghandhi. – New York: Wiley. – 1977. – P. 9, 130–135.
15. Матюхин, С.И. Коммутационные параметры силовых полупроводниковых приборов, характеризующие их переключение из проводящего в непроводящее состояние / С.И. Матюхин, А.В. Ставцев // Силовая электроника. – 2011. – № 2. – С. 20–22.
16. Westcode. Positive development in power electronics, – Westcode Semiconductors Ltd. Provisional Data Sheet. – 2000.
17. Матюхин, С.И. Современное программное обеспечение для моделирования в электронике / С.И. Матюхин, Г.Р. Макуловский, О.В. Деев // Информационные системы и технологии. – 2014. – № 2 (82). – С. 58–71.

Матюхин Сергей Иванович

ФГБОУ ВПО «Госуниверситет–УНПК», г. Орел
Доктор физико–математических наук, доцент
Декан Естественнонаучного факультета
E-mail: sim1@mail.ru

Малый Денис Олегович

ФГБОУ ВПО «Госуниверситет–УНПК», г. Орел
Аспирант
E-mail: d.titushkin@proton-electrotex.com

Ставцев Александр Валерьевич

ЗАО «Протон–Электротекс», г. Орел
Технический директор
E-mail: a.stavtsev@proton-electrotex.com

Титушкин Дмитрий Александрович

ФГБОУ ВПО «Госуниверситет–УНПК», г. Орел
Аспирант
E-mail: d.titushkin@proton-electrotex.com

Писарев Александр Андреевич

ФГБОУ ВПО «Госуниверситет–УНПК», г. Орел
Аспирант
E-mail: a.pisarev@proton-electrotex.com

S.I. MATYUKHIN, A.V. STAVTSEV, A.A. PISAREV, D.O. MALYY, D.A. TITUSHKIN

SWITCHING PARAMETERS OF HIGH DEPENDENCE PIN–DIODES ON THE STRENGTH AND RATE OF CHANGE OF THE FORWARD CURRENT AT SWITCHING DIODES FROM THE CONDUCTING STATE TO NON–CONDUCTIVE

The switching parameters characterizing the high–voltage p–i–n diode switching from the on–state (conductive) to the blocking (nonconductive) state by the reverse voltage square pulse are

considered. The parameter dependence on a value and decreasing rate of the forward current before switching is analyzed on the base of the compact mathematical model of the reverse recovery process.

Keywords: switching parameters, high-voltage p-i-n diodes.

BIBLIOGRAPHY

1. Yevseyev, YU.A. Silovyye poluprovodnikovyye pribory / YU.A. Yevseyev, P.G. Dermenzi. – M.: Energoizdat, 1981. – 472 s.
2. Abramovich, M.I. Diody i tiristory v preobrazovatelnykh ustavokakh / M.I. Abramovich, V.M. Babaylov, V.Ye. Liber i dr. – M.: Energoatomizdat, 1992. – 432 s.
3. Lutz, J. Semiconductor Power Devices / J. Lutz, H. Schlangenotto, U. Scheuermann, R. De Doncker // Physics, Characteristics, Reliability. – Springer, 2011. – 536 p.
4. Baliga, J.B. Fundamentals of Power Semiconductor Devices / J.B. Baliga. – Springer, 2008. – P. 244–256.
5. Kingston, R.H. Switching time in junction diodes and junction transistors/ R.H. Kingston // Proc. IRE. – 1954. – V. 42. – № 5. – P. 829–834.
6. Ko, W.H. The Reverse Transient Behavior of Semiconductor Junction Diodes / W.H. Ko // IRE Transactions on Electron Devices. – 1961. – Vol. ED-8. – P. 123–131.
7. Kuno, H.J. Analysis and Characterization of P-N Junction Diode Switching / H.J. Kuno // IEEE Transactions on Electron Devices. – 1964. – Vol. ED-11. – № 1. – P. 8–14.
8. Benda, H. Reverse Recovery Processes in Silicon Power Rectifiers / H. Benda, E. Spenke // Proceedings of the IEEE. – 1967. – V. 55. – P. 1331–1354.
9. Berz, F. Step Recovery of p-i-n Diodes / F. Berz // Solid-State Electronics. – 1979. – V. 22. – P. 927–932.
10. Berz, F. Ramp Recovery in p-i-n Diodes / F. Berz // Solid-State Electronics. – 1980. – V. 23. – P. 783–792.
11. Bianco, B. Analytical Solution for Reverse Recovery of Power Rectifiers / B. Bianco, G.R. Bisio, R. Delfino // IEEE Transactions on Electron Devices. – 1980. – Vol. ED-27. – № 9. – P. 1834–1836.
12. Dhariwal, S.R. Ramp Recovery in p-i-n Diodes: General Mathematical Formulation and Comparison with Other Methods of Lifetime Measurement / S.R. Dhariwal, R.C. Sharma // Solid-State Electronics. – 1992. – V. 35. – № 11. – P. 1675–1682.
13. Konyukhov, A.V. Analiz protsessov vosstanovleniya zapisyushchikh svoystv p+-n-n+-diodov v rezhimakh bystrov kommutatsii / A.V. Konyukhov, YU.M. Loktayev, V.YA. Pavlik, YU.A. Chesnokov // Prikladnaya fizika. – 2001. – № 4. – S. 76–84.
14. Ghandhi, S.K. Semiconductor Power Devices / S.K. Ghandhi. – New York: Wiley. – 1977. – P. 9, 130–135.
15. Matyukhin, S.I. Kommutatsionnye parametry silovyykh poluprovodnikovykh priborov, kharakterizuyushchiye ikh pereklyucheniye iz provodivashchego v neprovodivashcheye sostoyaniye / S.I. Matyukhin, A.V. Stavtsev // Silovaya elektronika. – 2011. – № 2. – S. 20–22.
16. Westcode. Positive development in power electronics, – Westcode Semiconductors Ltd. Provisional Data Sheet. – 2000.
17. Matyukhin, S.I. Sovremennye programmnove obespecheniye dlja modelirovaniya v elektronike / S.I. Matyukhin, G.R. Makulevskiy, O.V. Deyev // Informatsionnye sistemy i tekhnologii. – 2014. – № 2 (82). – S. 58–71.

Matyukhin Sergey Ivanovich

VPO «State University–UNPK» Orel

Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor

Dean of the Faculty of Natural Sciences

E-mail: sim1@mail.ru

Malyy Denis Olegovich

VPO «State University–UNPK» Orel

Postgraduate

E-mail: d.titushkin@proton-electrotex.com

Stavtsev Aleksandr Valeryevich

JSC «Proton–Elektroteks» Orel

Technical Director

E-mail: a.stavtsev@proton-electrotex.com

Titushkin Dmitriy Aleksandrovich

VPO «State University–UNPK» Orel

Postgraduate

E-mail: d.titushkin@proton-electrotex.com

Pisarev Aleksandr Andreyevich

VPO «State University–UNPK» Orel

Postgraduate

E-mail: a.pisarev@proton-electrotex.com

А.Ю. КОЛЬЦОВ

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА СТАТИСТИЧЕСКОЙ АДАПТАЦИИ РАСЧЕТНОЙ СЕТКИ ПРИ РЕШЕНИИ УРАВНЕНИЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ ФИЗИКИ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ РАЗНОСТЕЙ

Рассмотрено расширение предложенного автором метода статистической адаптации на случай решения типовых задач вычислительной математики. Изложен алгоритм построения оптимальной в смысле минимального искажения обобщенной ошибки расчетной сетки для метода конечных разностей при решении уравнений в частных производных. Проанализированы вопросы точности и алгоритмической эффективности данного метода.

Ключевые слова: статистическая оптимизация, метод конечных разностей, адаптивная расчетная сетка, уравнения в частных производных, численные методы.

В работе [1] было дано определение метода статистической оптимизации свободных параметров для выбора из класса аппроксиматоров заданной сложности наилучшего (в указанном смысле оптимального кодирования обобщенной ошибки) кандидата. Показано, что приведенный в работе алгоритм, описывающий оптимизирующий процесс, приводит к более точному приближению по сравнению с тривиальным выбором свободных параметров при условии, что аппроксимируемая функция является вычислимой в исследуемой области и задана явно. Такой подход вполне удовлетворителен в том случае, когда необходимо добиться получения эффективного «аналога» исследуемой функции, который будет обладать более приемлемыми вычислительными свойствами по сравнению с оригиналом. Однако с точки зрения вычислительной математики такой подход оказывается неконструктивным, поскольку построение достаточно точного «аналога» выступает в данном случае основной задачей, а об оригинале известно обычно только то, что он удовлетворяет некоторому отношению. Поэтому расширения подхода, декларируемого методом статистической аппроксимации, на случай типовых задач вычислительной математики необходима некоторая модификация сформулированных алгоритмов.

Основным объектом исследования будут уравнения в частных производных эллиптического типа, которые для простоты предполагаются линейными. В качестве метода приближенного решения будем рассматривать метод конечных разностей первого порядка, обобщенный на случай нерегулярной расчетной сетки.

Рассмотрим конечноразностную аппроксимацию канонического уравнения второго порядка:

$$\begin{aligned}
 & A \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} + B \frac{\partial^2 f}{\partial x \partial z} + C \frac{\partial^2 f}{\partial z^2} + D \frac{\partial f}{\partial x} + E \frac{\partial f}{\partial z} \Big|_{(x_i, z_i)} \simeq \\
 & \simeq A(x_i, z_i) \Delta_x^2 f(x_i, z_i) + B(x_i, z_i) \Delta_z^2 f(x_i, z_i) + C(x_i, z_i) \Delta_{x,z} f(x_i, z_i) + \\
 & + D(x_i, z_i) \Delta_x f(x_i, z_i) + E(x_i, z_i) \Delta_z f(x_i, z_i).
 \end{aligned} \tag{1}$$

Здесь:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial f}{\partial x} \Big|_{(x,z)=(x_i, z_j)} & \simeq \Delta_x f(x_i, z_j) = \frac{f(x_i, z_j) - f(x_{i-1}, z_j)}{x_i - x_{i-1}} + \frac{x_i - x_{i-1}}{2} \cdot \Delta_x^2 f(x_i, z_j); \\
 \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} \Big|_{(x,z)=(x_i, z_j)} & \simeq \Delta_x^2 f(x_i, z_j) = 2 \cdot \left(\frac{f(x_{i+1}, z_j) - f(x_i, z_j)}{(x_{i+1} - x_i)(x_{i+1} - x_{i-1})} - \frac{f(x_i, z_j) - f(x_{i-1}, z_j)}{(x_i - x_{i-1})(x_{i+1} - x_{i-1})} \right);
 \end{aligned}$$

$$\left. \frac{\partial f}{\partial z} \right|_{(x,z)=(x_i,z_j)} \simeq \Delta_z f(x_i, z_j) = \frac{f(x_i, z_j) - f(x_i, z_{j-1})}{z_j - z_{j-1}} + \frac{z_j - z_{j-1}}{2} \cdot \Delta_z^2 f(x_i, z_j);$$

$$\left. \frac{\partial^2 f}{\partial z^2} \right|_{(x,z)=(x_i,z_j)} \simeq \Delta_z^2 f(x_i, z_j) = 2 \cdot \left(\frac{f(x_i, z_{j+1}) - f(x_i, z_j)}{(z_{j+1} - z_j)(z_{j+1} - z_{j-1})} - \frac{f(x_i, z_j) - f(x_i, z_{j-1})}{(z_j - z_{j-1})(z_{j+1} - z_{j-1})} \right).$$

Известно [2,3], что для консервативных разностных схем при сгущении расчетной сетки конечно-разностная аппроксимация будет равномерно сходиться по метрике пространства L_2 (в среднем) к решению исходной краевой задачи, однако скорость сходимости в различных подобластях исследуемой области будет, очевидно, отличаться в зависимости от того, насколько локальных разностный и дифференциальный оператор близки или, говоря нестрого для конечных разностей первого порядка, или в предположении, что значение функции в ячейках расчетной сетки меняется линейно – насколько поведение искомой функции в некоторой малой подобласти близко к линейному. Тогда для получения более точного приближения кажется вполне естественным распределить узлы расчетной сетки таким образом, чтобы ячейки полученного на ней разбиения давали приблизительно одну величину отклонения поведения функции от линейного. Для реализации данного принципа необходимо иметь некоторую оценку распределения «нелинейности» искомой функции в пределах расчетной области. Таким образом, мы приходим к тем же соображениям, которые использовались при формулировке метода статистической адаптации на случай неявно заданной функции.

Пусть $p_1(x), p_2(x), \dots, p_n(x)$ – поточечно сходящаяся к $p(x)$ в смысле метрики ρ последовательность приближений. Тогда найдется такой член этой последовательности $\bar{p} = p_n$, что $\rho(\bar{p}, p) < \frac{\epsilon}{2}$. Тогда для любого $m \neq n$ $\rho(\bar{p}, p_m) \leq \frac{\epsilon}{2} \Rightarrow \rho(p_m, p) < \epsilon$. Данное утверждение непосредственно следует из неравенства треугольника. В качестве метрики исследуемого пространства в зависимости от конкретных нужд прикладной задачи можно взять в качестве целевого метрическое пространство:

$$C_\Omega = (\{p : \Omega \rightarrow R, \forall x : p(x) < \infty\}, \lambda p. \lambda q. \max_{x \in \Omega} |p(x) - q(x)|)$$

или:

$$L_\mu^2 = (\{p : \Omega \rightarrow R, \forall x : \int_\Omega p(x)^2 d\mu < \infty\}, \lambda p. \lambda q. \int_\Omega (p(x) - q(x))^2 d\mu).$$

В случае конечно-разностной аппроксимации дифференциального оператора обычно предполагается равномерная сходимость этой последовательности в целом, что дает основание остановить сгущение сетки в тот момент, когда $\rho(p_n, p_{n+1}) \leq \frac{\epsilon}{2}$. Ограничив множество параметрических функций множеством конечно-разностных аппроксимаций порядка $< n$ и подставляя минимальный порог $\frac{\epsilon}{2}$ и наилучшее рассчитанное приближение в приведенный в работе [1] алгоритм, получаем процесс, генерирующий случайную выборку со статистическими свойствами обобщенной ошибки аппроксимации искомой функции конечно-разностным кусочно-линейным приближением. Данную выборку можно использовать для распределения центров ячеек расчетной сетки таким образом, что усредненная ошибка оказывается минимальной в смысле степени искажения обобщенной ошибки аппроксимации. Тогда алгоритм построения адаптивного конечно-разностного приближения размерности $N \times N$ можно сформулировать следующим образом:

```

function    конечно_разностная_аппроксимация (N,      расчетная_схема)
returns  P
inputs:

```

N – размерность конечно-разностной аппроксимации
 расчетная_схема – алгоритм
 вычисления конечно-разностной
 аппроксимации по заданной сетке

```

сетка ← равномерная_сетка (1)
P ← расчетная_схема (сетка)
for M ∈ [2..Max]
    сетка ← равномерная_сетка (i)
    P' ← расчетная_схема (сетка)
    dist ← ρ(P, P')
    P ← P'
    if dist ≤ ε then остановить цикл
    выборка ← генератор (P, M)
    for i ∈ размерность_пространства
        Ci ← оптимальный_кодер ( выборка ↓ Xi, N-1 )
    сетка ← сетка_по_центрам (C)
return расчетная_схема (сетка)
end

```

Операция \downarrow в данном алгоритме означает проецирование N -мерной выборки на координатную ось. В данном алгоритме по каждой координате векторов выборки строится оптимальный кодер, то есть совокупность опорных точек C , таких, что для любого x найдется такая точка $c_x = \min_{c \in C} \rho(c, x)$, и при замене x на c_x функционал искажения достигает своего минимума. Декартово произведение $\Pi_i C_i$ опорных точек оптимальных кодеров для каждой координаты пространство дает совокупность N -мерных векторов, таких, что для них диаграмма Вороного соответствует разбиению области Ω на прямоугольные ячейки, вершины которых можно считать вершинами некоторой расчетной сетки.

Рассмотрим работу данного алгоритма на примере получения численного решения краевой задачи типа Дирихле относительно уравнения Рейнольдса (2) для вязкой несжимаемой жидкости при изотермической постановке задачи.

$$\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{3h^2}{\mu} \frac{\partial h}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + \frac{3h^2}{\mu} \frac{\partial h}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} = 6 \left[h \frac{\partial U}{\partial x} + U \frac{\partial h}{\partial x} \right] - 12V, \quad (2)$$

$$p(x, z) = p_0 \quad | \quad (x, z) \in S(\Omega),$$

где $S(\Omega)$ – контур, ограничивающий расчетную область Ω .

Аппроксимируя производные в данном уравнении симметричными разделенными разностями первого порядка, приходим к задаче решения системы линейных алгебраических уравнений, которая в краткой форме описывается следующим образом:

$$\begin{aligned}
 p_{i,j} \left[-Q \left(\frac{1}{(x_{i+1} - x_i)(x_i - x_{i-1})} + \frac{1}{(z_{j+1} - z_j)(z_j - z_{j-1})} \right) + R \left(\frac{\partial h}{\partial x} \Big|_{(x_i, z_j)} \frac{x_{i+1} - 2x_i + x_{i-1}}{(x_i - x_{i-1})(x_{i+1} - x_i)} + \frac{\partial h}{\partial z} \Big|_{(x_i, z_j)} \frac{z_{j+1} - 2z_j + z_{j-1}}{(z_j - z_{j-1})(z_{j+1} - z_j)} \right) \right] + \\
 + p_{i+1,j} \left[Q \frac{1}{(x_{i+1} - x_i)} + R \frac{\partial h}{\partial x} \Big|_{(x_i, z_j)} \frac{x_i - x_{i-1}}{(x_{i+1} - x_i)(x_{i+1} - x_{i-1})} \right] + \\
 + p_{i-1,j} \left[Q \frac{1}{(x_i - x_{i-1})} - R \frac{\partial h}{\partial x} \Big|_{(x_i, z_j)} \frac{x_{i+1} - x_i}{(x_{i+1} - x_{i-1})(x_i - x_{i-1})} \right] +
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + p_{i,j+1} \left[Q \cdot \frac{1}{(z_{j+1} - z_j)} + R \cdot \frac{\partial h}{\partial z} \Big|_{(x_i, z_j)} \frac{z_j - z_{j-1}}{(z_{j+1} - z_i)(z_{j+1} - z_{j-1})} \right] + \\
 & + p_{i,j-1} \left[Q \cdot \frac{1}{(z_j - z_{j-1})} - R \cdot \frac{\partial h}{\partial z} \Big|_{(x_i, z_j)} \frac{z_{j+1} - z_i}{(z_{j+1} - z_{j-1})(z_j - z_{j-1})} \right] = \\
 & = 6\mu \left[h(x_i, z_j) \frac{\partial U}{\partial x} \Big|_{(x_i, z_j)} + U(x_i, z_j) \frac{\partial h}{\partial x} \Big|_{(x_i, z_j)} \right] - 12\mu V(x_i, z_j). \quad (3) \\
 & Q = 2h^3, \quad R = 3h^2.
 \end{aligned}$$

Пусть A – матрица уравнения (3). Тогда искомое приближение описывается формулой $\tilde{p}(N) = A(N)^{-1} \tilde{f}(N)$, где N – размерность приближения (количество узлов расчетной сетки). Возьмем теперь в качестве эталонного приближения в алгоритме генерации обучающей выборки $\tilde{p}(N)$ с достаточно большим N . Пример такой обучающей выборки показан на рисунке 1.

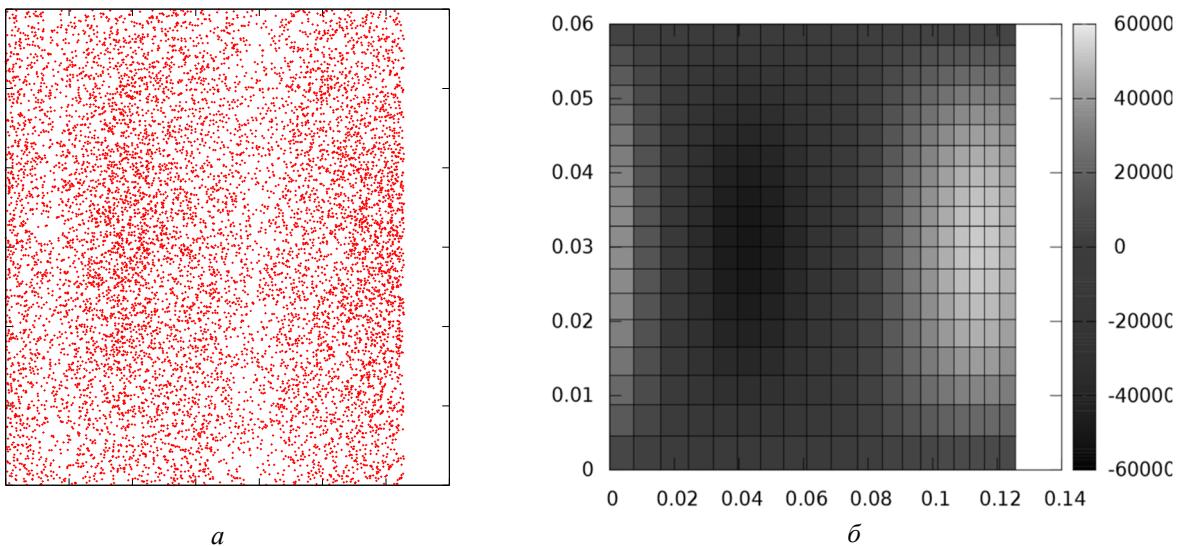


Рисунок 1 – Поле давлений, рассчитанное методом конечных разностей для адаптивной сетки размером 20×20 узлов: *а* – обучающая выборка; *б* – оптимизированная сетка

Применив к данной выборке алгоритм k -средних для решения задачи об оптимальном кодировании [4, 5] в отдельности для проекции точек выборки на каждую из координатных осей и взяв в качестве оптимального кодера прямое произведение множеств кодирующих точек, получим множество центров прямоугольных ячеек, которое очевидным образом преобразуется в упорядоченное множество узлов расчетной сетки. Данную сетку теперь используем для нахождения приближенного решения (рисунок 1). Можно видеть, что сгущение расчетной сетки происходит в области резкого перепада давлений, что вполне согласуется с известными эмпирическими наблюдениями. С другой стороны *степень* сгущения в данном случае выбирается автоматически исходя из статистических характеристик обобщенной ошибки.

Рассмотрим теперь вопрос повышения точности численного решения при статистической оптимизации расчетной сетки. На рисунке 2 показана усредненная по норме L_2 разница кусочно-линейных приближений, полученных на регулярной и оптимизированной сетках равной размерности, и эталонной конечноразностной

аппроксимацией 200×200 узлов. Можно видеть, что для достижении той же точности, что и при статистической адаптации расчетной сетки, необходимо построить конечно-разностное приближение размерности приблизительно на $(7-12)^2$ узлов больше, причем при увеличении порядка точности эта величина имеет устойчивую тенденцию к росту. Учитывая, что сложность решения СЛАУ за исключением вырожденных случаев имеет порядок не менее $O(n^2)$, где n – количество неизвестных, получаем, что для квадратной сетки с равным количеством узлов по всем координатным осям порядок роста вычислительных затрат составляет $O(M^3)$, где M – количество узлов по каждой координате.

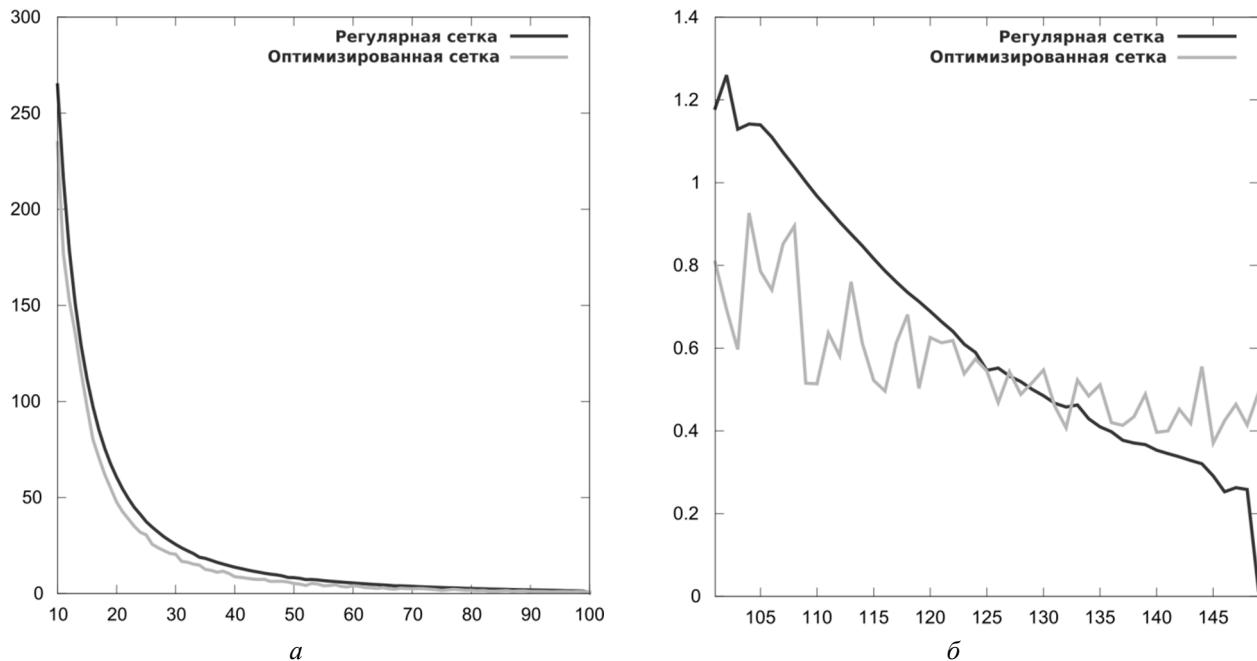


Рисунок 2 – Ошибка аппроксимации по норме пространства L_2 относительно эталонной аппроксимации размерности 200×200 узлов: а – крупная сетка; б – мелкая сетка

Интересным аспектом оказывается поведение статистически оптимизированного приближения при его размерности к размерности эталонного приближения. На графике рисунка 2, б можно наблюдать, что разница приближений по норме пространства L_2 при сопоставимых размерностях испытывает колебания. Объяснением этого явления может

служить увеличение сложности нахождения минимума функционала минимального искажения, однако такое объяснение не может считаться достаточным, поскольку аналогичные биения также наблюдаются при меньших размерностях. С другой стороны, учитывая наблюданную тенденцию к увеличению разрыва в размерности сопоставимых по точности приближений на регулярных и равномерных сетках, можно предположить, что начиная с некоторого порога размерности получаемое на оптимизированной сетке приближение оказывается точнее, чем использованное при генерации выборки эталонное приближение. Такая гипотеза подтверждается при рассмотрении аналогичных графиков точности для больших размерностей. В реальной практике следует ожидать суммарное влияние обоих указанных факторов, поэтому при решении задач больших размерностей необходимо использовать методы решения задачи оптимального кодирования, устойчивые к провалам в локальные минимумы.

Статья подготовлена в рамках проекта №9.101.2014/К проектной части государственного задания в сфере научной деятельности «Гидродинамические эффекты в напорно–сдвиговых течениях сред сложной реологии в каналах переменной геометрии».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кольцов, А.Ю. Построение статистически оптимальных приближений в классе параметрических функций / А.Ю. Кольцов // Фундаментальные проблемы техники и технологии. – 2014. – т.5.
2. Вержбицкий, В.М. Основы численных методов: Учебник для вузов / В.М. Вержбицкий. – 3–е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2009. – 840 с.
3. Бахвалов, Н.С. Численные методы / Н.С. Бахвалов. Н.П. Жидков, Г.М. Кобельков. – 7–е изд. – М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2011. – 636 с.
4. Junjie Wu – Advances in K-means Clustering. A Data Mining Thinking – Springer Berlin Heidelberg, 2012. – 187 p.
5. Хайкин, Саймон. Нейронные сети: полный курс, 2–е издание / Саймон Хайкин. Пер. с англ. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2008. – 1104 с.

Кольцов Александр Юрьевич

ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК»

Аспирант кафедры «Мехатроника и международный инжиниринг»

E-mail: me@alexander-koltsov.ru

A.Yu. KOLTSOV

APPLICATION OF THE STATISTICAL ADAPTATION METHOD OF DESIGN GRID FOR APPROXIMATE PDE SOLUTION BY FINITE DIFFERENCES METHOD

Reviewed the proposed extension of the author statistical adaptation method to the case of solving typical problems of computational mathematics. The algorithm for constructing an optimal (in the sense of minimum of generalized error distortion) grid for finite difference method for solving partial differential equations. Analyzed issues of accuracy and algorithmic efficiency of this method.

Keywords: statistical optimization, computational mathematics, finite differences method, adaptive design grid.

BIBLIOGRAPHY

1. Koltsov, A.YU. Postroyeniye statisticheski optimalnykh priblizheniy v klasse parametricheskikh funktsiy / A.YU. Koltsov // Fundamentalnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2014. – t.5.
2. Verzhbitskiy, V.M. Osnovy chislennykh metodov: Uchebnik dlya vuzov / V.M. Verzhbitskiy. – 3–ye izd., ster. – M.: Vyssh. shk., 2009. – 840 s.
3. Bakhvalov, N.S. Chislennyye metody / N.S. Bakhvalov. N.P. Zhidkov, G.M. Kobelkov. – 7–ye izd. – M.: BINOM. Laboratoriya znaniy, 2011. – 636 s.
4. Junjie Wu – Advances in K-means Clustering. A Data Mining Thinking – Springer Berlin Heidelberg, 2012. – 187 p.
5. Khaykin, Saymon. Neyronnyye seti: polnyy kurs, 2–ye izdaniye / Saymon Khaykin. Per. s angl. – M.: Izdatelskiy dom «Vilyams», 2008. – 1104 s.

Koltsov Aleksandr Yuryevich

VPO «State University – ESPC»

Student of «International Mechatronics and Engineering»

E-mail: me@alexander-koltsov.ru

В.Н. ЛИТОШЕНКО, А.Р. АБЛАЕВ, Р.Р. АБЛАЕВ

МЕТОД СНИЖЕНИЯ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРЕСНОЙ ВОДЫ ЗА ЦЕНТРАЛЬНЫМ ТЕПЛООБМЕННЫМ АППАРАТОМ СУДОВОЙ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Предложен метод снижения начальной температуры в «низкотемпературном контуре пресной воды» за счет кратковременного включения вихревой гидродинамической трубы.

Ключевые слова: начальная температура, теплообменный аппарат, централизованная система охлаждения.

На многих современных судах используют централизованные системы охлаждения (ЦСО) замкнутого второго, а на некоторых судах и третьего контуров с применением центральных теплообменных аппаратов (ЦТОА) из титана и нержавеющей стали [1, 3–5]. Контура пресной воды подразделяются на низкотемпературный (НТК) и высокотемпературный (ВТК), что позволяет в разы увеличить срок безаварийной службы систем охлаждения СЭУ, и обеспечивает существенное сокращение объема затрат на техническое обслуживание и ремонт коротких систем забортной воды наиболее подверженных загрязнению, коррозии и обрастианию трубопроводов. Шведская фирма «Alfa–Laval» разработала ЦСО с пластинчатым ЦТОА. На рисунке 1 изображена двух контурная ЦСО с пластинчатым ЦТОА и показана схема циркуляции пресной воды в двух последовательных контурах ЦСО.

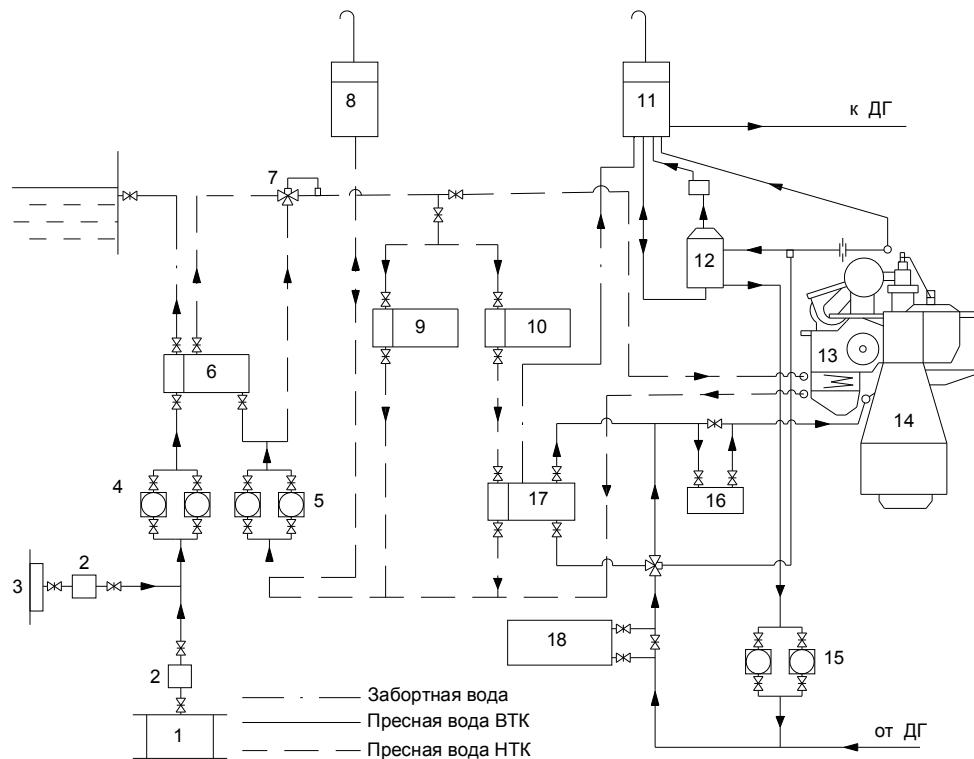


Рисунок 1 – Централизованная система охлаждения дизеля [1]:

1, 3 – донный и забортный кингстоны; 2 – фильтры; 4, 5, 15 – насосы; 6 – центральный холодильник; 7 – терморегулирующий клапан; 8, 11 – напорная и расширительная цистерны;

9, 10, 13 – охладители масла систем смазывания соответственно распределительного вала, дизеля, наддувочного воздуха;

12 – цистерна деаэрации; 14 – главный дизель; 16 – подогреватель; 17 – холодильник пресной воды;

18 – опреснительная установка

Низкотемпературный контур (35–45°C) с насосами 5, напорной цистерной,

холодильниками 17 воды высокотемпературного контура, циркуляционной смазочной системы дизеля и его распределительного вала, наддувочного воздуха.

Высокотемпературный контур (55–80°C), включающий полости охлаждения главного дизеля, насосы 15, расширительную цистерну, цистерну деаэрации и опреснительную установку.

Заданные температурные режимы в низко- и высокотемпературном контурах поддерживаются с помощью автоматических терморегулирующих клапанов перепуска воды в холодильниках. Для подогрева главного дизеля перед пуском (должна быть обеспечена температура воды на выходе из двигателя 50 °C) может быть применена горячая вода, выходящая из дизель–генераторов, либо для этой цели используют специальный подогреватель, включенный в высокотемпературный контур. Мощность подогревателя должна составлять ориентировочно 1,5% номинальной мощности дизеля.

Основные мероприятия по эксплуатации системы охлаждения сводятся к поддержанию необходимого качества охлаждающей воды, введению в нее присадок, обеспечению необходимого уровня в расширительной цистерне и контролю за параметрами, характеризующими работу системы (давлением и температурой).

Особую осторожность нужно проявлять в ситуации, когда температура воды на выходе из дизеля или его отдельных цилиндров по тем или иным причинам увеличивается до 90–100°C. Прежде всего открытием крана на сливной трубе необходимо проверить, не выходит ли из него пар. Появление пара означает отсутствие воды в верхней части цилиндра и вызванный этим его местный перегрев.

По существующим в СНГ проектным нормам расчёта ТОА (РД5.4135–75), максимальная температура забортной воды перед охлаждающими теплообменными аппаратами (ТОА) не должна превышать 32°C. На ЦСО (рисунок 5) видно, что температура забортной воды возрастает в ЦТОА с 32°C до 36°C [4].

Целью статьи является провести исследование систем охлаждения с центральным теплообменным аппаратом и дать рекомендации для проектирования этих систем с учетом действующих нормативов, с учетом особенностей построения и эксплуатации судовых систем охлаждения забортной водой.

Для снижения начальной температуры пресной воды предлагается метод регулирования направления забортной воды.

Для реализации данного метода предлагается в НТК установить «вихревую гидродинамическую трубу» (ВГТ–18, рисунок 2) [2]. ВГТ позволяет нам направить “холодный поток” на охлаждение ТОА НКТ (на воздушные компрессоры, ХНВ главного двигателя, маслоохладитель и т.д.), а “горячий поток” в ВКТ ЦСО ГД и ДГ, таким образом, что при прохождении судном зон с высокой температурой забортной воды кратковременно включается ВГТ и насос 1, и входная температура забортной воды снижается до необходимого уровня (32°C) путём регулирования количества пресной воды, пропускаемой через ВГТ.

Для повышения эффективности СЭУ большое значение имеет утилизация теплоты ВЭР в теплоутилизационных контурах (ТУК). ЦСО может служить интегратором потоков ВЭР ТУК. На рисунке 3 приведен пример утилизации ВЭР [4].

Рост давления наддува приводит к резкому возрастанию потери тепла с охлаждением воздуха. Поэтому многие дизелестроительные фирмы и, в частности, Зульцер и Бурмейстер и Вайн усиленно

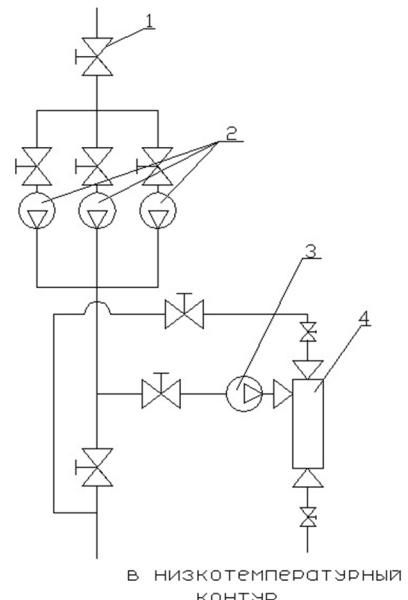


Рисунок 2 – Схема включения вихревой (центробежной) гидродинамической трубы (ВГТ):

1 – запорный клапан рециркуляционного контура; 2 – рециркуляционные насосы II контура пресной воды; 3 – вспомогательный насос; 4 – вихревая гидродинамическая труба

ведут работы в области утилизации этого тепла. В этих целях разрабатываются многосекционные воздухоохладители. Первая секция (высокотемпературная) двигателей GFCA и GB фирмы Бурмейстер и Вайн обеспечивает подогрев пресной воды в замкнутом циркуляционном контуре до 100–105°C. Это тепло используется для подогрева питательной воды утилизационных котлов, топлива в расходном танке и танках запаса и обогрева судовых помещений.

В воздухоохладителях двигателей Зульцер типа RLA первая секция обеспечивает подогрев пресной охлаждающей воды, используемой для судовых нужд, от 90 до 125°C. Вторая – подогрев питательной воды утилизационных котлов от 34 до 96°C.

Последняя секция в обоих типах воздухоохладителей охлаждается забортной водой. При использовании охладителей такого типа увеличивается количество пара, поступающего к турбогенератору, и возрастает его мощность на 25–50%.

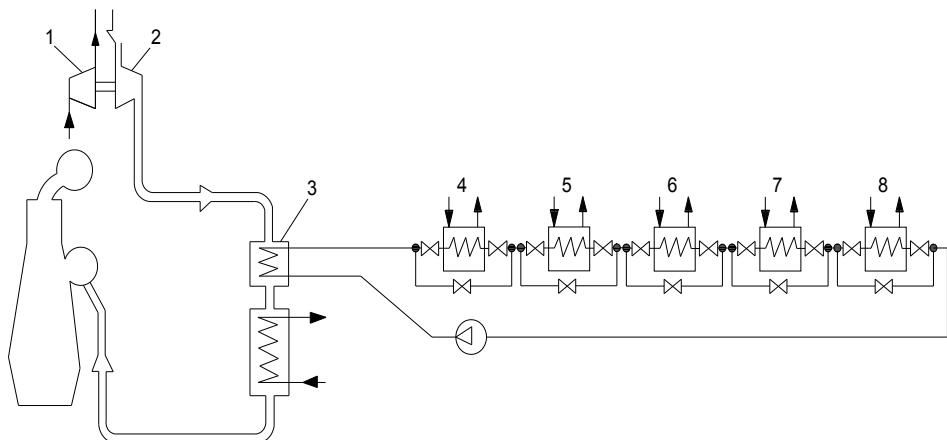


Рисунок 3 – Циркуляционный контур утилизации тепла охлаждения надувочного воздуха двигателей GFCA и GB [4]:

1 – газовая турбина; 2 – компрессор; 3 – высокотемпературная секция воздухоохладителя;

4 – подогреватель питательной воды утилизационного котла; 5 – подогреватель топлива в расходной цистерне; 6 – подогреватель топлива в танках; 7 – подогреватель воздуха системы кондиционирования; 8 – конечный охладитель

Анализ указанной схемы позволяет сделать вывод, что можно было бы установить ВГТ после потребителей 4 – 7 и направить горячую часть потока на эти потребители, а холодную часть потока в низкотемпературную секцию ХНВ, чтобы обеспечить температуру циклового воздуха не более 40°C, исключить использование забортной воды кроме первого контура, и при этом сохранять и аккумулировать и утилизировать тепловые потоки высокотемпературного контура (рисунок 4).

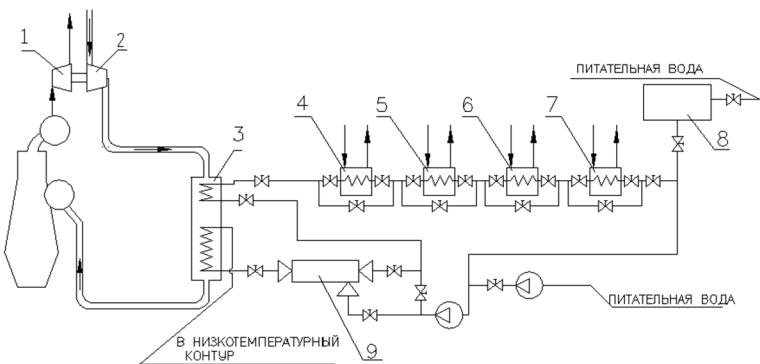


Рисунок 4 – Циркуляционный контур утилизации тепла охлаждения и подогрева надувочного воздуха двигателя:

1 – газовая турбина; 2 – компрессор; 3 – высокотемпературная секция воздухоохладителя;

4 – подогреватель питательной воды утилизационного котла; 5 – подогреватель топлива в расходной цистерне; 6 – подогреватель топлива в танках; 7 – подогреватель воздуха системы кондиционирования;

8 – расширительная цистерна; 9 – вихревая гидродинамическая труба

Схема применения ВГТ в ЦСО представлена на рисунке 5.

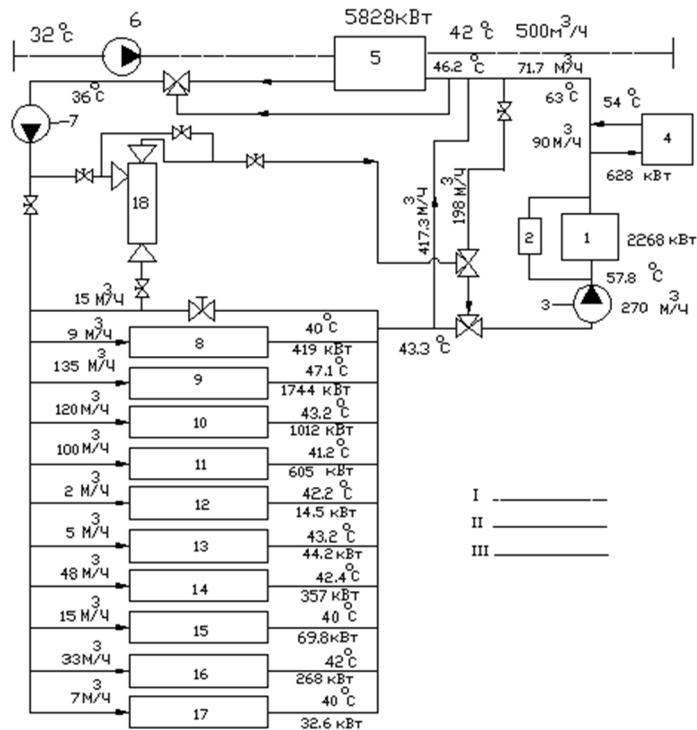


Рисунок 5 – Централизованная система охлаждения двигателя с вихревой гидродинамической трубой:

1 – главный двигатель (ГД); 2 – дизель-генератор; 3 – насос ВТК; 4 – глубоковакуумный испаритель и другие утилизационные ТОА; 5 – ЦТОА; 6 – главный насос забортной воды; 7 – насос НКТ; 8 – воздушные компрессоры; 9 – ХНВ ГД; 10 – маслоохладитель ГД; 11 – конденсатор испарителя; 12 – охладитель системы охлаждения форсунок главного двигателя; 13 – охладитель масла турбонагнетателей; 14 – охладители воздуха и масла дизельгенераторов; 15 – атмосферный конденсатор; 16 – конденсатор рефустановок; 17 – охлаждение подшипников валопровода и дейдвудного устройства; 18 – вихревая гидродинамическая труба; I – забортная вода; II – пресная вода низкотемпературного контура; III – пресная вода высокотемпературного контура

Основными преимуществами предлагаемого метода является:

1. Отсутствие подвижных частей в конструкции вихревой трубы значительно повышает надежность системы охлаждения в целом.
2. Удобство компоновки. Все оборудование является достаточно компактным и легким. Система в целом состоит из отдельных узлов, которые могут быть размещены в различных местах в любом положении.
3. Возможность охлаждения и нагрева при помощи одной системы.
4. Вихревая труба является малоинерционным агрегатом. Время выхода вихревой трубы на номинальный режим работы составляет несколько секунд. Это обстоятельство позволяет с высокой точностью и практически мгновенно регулировать тепловой режим работы системы.

К недостатку относится снижение надежности системы охлаждения, из-за включения дополнительных элементов и увеличение энергетических затрат.

В статье предложен метод снижения начальной температуры в «низкотемпературном контуре пресной воды» за счет кратковременного включения вихревой гидродинамической трубы. Метод обеспечивает требуемую температуру пресной воды в системе охлаждения двигателя.

За счет кратковременного включения вихревой гидродинамической трубы система охлаждения с ЦТОА является интегратором потоков ВЭР на судне.

Потоки теплоты ВЭР следует включать в систему последовательно с учётом их потенциалов.

Использование ЦТОА позволяет уменьшить расход забортной воды и увеличить экологическую безопасность её эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Камкин, С.В. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок: Учебник для вузов / С.В. Камкин, И.В. Возницкий, В.Ф. Большаков и др. – М.; Транспорт, 1996. – 432 с.
2. Пат. 70971 Україна, МПК (2009) В01Д 47/06 Система охолоджування двігуна внутрішнього згорання / Лісняк Ю.А., Літошенко В.М.; заявник і патентовласник СевНТУ. – № а 2007 07696; заявл. 09.07.2000; опубл. 18.05.2001, Бюл. № 9.
3. Маслов, В.В. Совершенствование эксплуатации систем судовых дизелей (Библиотека судомеханика) / В.В.Маслов.– М.: Транспорт, 1984. – 253с.
4. Овсянников, М.К. Судовые дизельные установки: справочник / М.К. Овсянников, В.А. Петухов. – Л.: Судостроение, 1986. – 424 с.

Литошенко Вадим Николаевич
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры Энергоустановок морских судов и сооружений 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33 Тел.: (+78 692) 543 086

Аблаев Алим Рустемович
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры Энергоустановок морских судов и сооружений 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33 Тел.: (+78 692) 543 086

Аблаев Ремзи Рустемович
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», ассистент кафедры Экономики предприятий 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33 Тел.: (+78 692) 543 086

V.N. LITOSHENKO, A.R. ABLAYEV, R.R. ABLAYEV

METHODS TO REDUCE THE INITIAL TEMPERATURE OF FRESH WATER IN HEAT EXCHANGE APPARATUS SHIP CENTRAL CENTRAL COOLING SYSTEM

A method of reducing the initial temperature in the «low-temperature circuit of fresh water» due to short-term inclusion of a hydrodynamic vortex tube.

Keywords: initial temperature, heat exchanger, central cooling system.

BIBLIOGRAPHY

1. Kamkin, S.V. Ekspluatatsiya sudovykh dizelnykh energeticheskikh ustanovok: Uchebnik dlya vuzov / S.V. Kamkin, I.V. Voznitskiy, V.F. Bolshakov i dr. – M.; Transport, 1996. – 432 s.
2. Pat. 70971 Ukrailna, MPK (2009) V01D 47/06 Sistema okholodzhuvannya dviguna vnutreshnogo zgorannya / Lisyak Y.U.A., Litošenko V.M.; zayavnik i patentovlasnik SevNTU. – № a 2007 07696; zayavl. 09.07.2000; opubl. 18.05.2001, Byul. № 9.
3. Maslov, V.V. Sovershenstvovaniye ekspluatatsii sistem sudovykh dizeley (Biblioteka sudomekhanika) / V.V.Maslov.– M.: Transport, 1984. – 253s.
4. Ovsyannikov, M.K. Sudovyye dizelnyye ustanovki: spravochnik / M.K. Ovsyannikov, V.A. Petukhov. – L.: Sudostroyeniye, 1986. – 424 s.

Litoshenko Vadim Nikolayevich
FSAEI IN «Sevastopol State University»
Ph.D., associate professor, assistant professor of power plants ships and structures
299053, Sevastopol, st. University, 33
Tel.: (78 692) 543 086

Ablayev Alim Rustemovich
FSAEI IN «Sevastopol State University»
Ph.D., associate professor, assistant professor of power plants ships and structures
299053, Sevastopol, st. University, 33
Tel.: (78 692) 543 086

Ablayev Remzi Rustemovich
FSAEI IN «Sevastopol State University»
Assistant Department of Business Economics
299053, Sevastopol, st. University, 33
Tel.: (78 692) 543 086

В.А. ГОРДОН, Т.В. ПОТУРАЕВА, Г.А. СЕМЕНОВА

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ БАЛКИ, ЧАСТИЧНО ОПЕРТОЙ НА УПРУГОЕ ОСНОВАНИЕ

Построены математические модели напряженно-деформируемого состояния нагруженной балки при полном или частичном разрушении поддерживающего балку упругого основания. Используются векторы состояния произвольного сечения, начальные параметры и матрицы влияния сегментов балки при частичном опирании на основание. Полученные соотношения предназначены для формулировки начальных условий динамического процесса, возникающего при внезапном образовании тех же повреждений.

Ключевые слова: балка на упругом основании, частичное опирание, вектор состояния, матрица влияния, начальные параметры.

Важной проблемой строительной механики является анализ чувствительности несущих конструкций к структурным перестройкам под нагрузкой типа внезапно выключающихся связей, трещин, частичных разрушений и т.п. Получение такой информации для реальных конструкций требует разработки специальных методов, так как данная проблема не может быть решена универсальными методами. С позиций строительной механики в этих задачах возникает необходимость расчёта таких систем как конструктивно нелинейных с динамическими догружениями, вызванными внезапными запроектными воздействиями. И если проектные аварийные ситуации проанализированы и регламентированы в соответствующих нормативных документах, то запроектные ситуации не классифицированы и реакции элементов конструкций на конкретные воздействия недостаточно исследованы. Инженерные методики проектирования и расчёта, учитывающие внезапные перестройки и повреждения конструктивных систем, малочисленны и далеки от совершенства. Недостаток и отсутствие знаний о деформировании и напряженном состоянии элементов конструкций в ходе динамических процессов, инициированных внезапными повреждениями, сдерживают развитие теории и методов проектирования, учитывающих возможность и потенциальные последствия запроектных воздействий и обеспечивающих высокий уровень безопасности их эксплуатации. В качестве примера работ, выполненных в обсуждаемом направлении, укажем ряд публикаций [1-4], содержащих результаты моделирования переходных динамических процессов, возникающих в нагруженных балках при внезапных обрывах опорных связей, образованиях поперечных и продольных трещин, расслоениях и отслоениях, изменении условий сопряжения частей конструкции и др. Все указанные работы выполнены применительно к свободным, то есть не поддерживаемых сплошными основаниями, балкам. Представляет теоретический интерес и практическую важность распространение аналогичных подходов к балкам на упругих основаниях.

Балки на упругом основании, колонны, сваи, поддерживаемые по длине – широко применяемые структурные элементы, давно и детально изучаемые объекты во многих отраслях механики и строительства. Однако, несмотря на обилие книг, статей и докладов, относящихся к динамическим проблемам структурных элементов, опёртых на разного рода основания, в научной литературе недостаточно исследованы случаи, когда структура оперта частично изначально либо утратила часть (или всё) основания при эксплуатации. Проблема вибраций однородной балки, частично поддерживаемой основанием Винклера, впервые поставлена Doyle and Pavlovic в работе [5], в которой рассматриваются два случая симметричного опирания концов балки: шарниры и свободные концы. Авторы выделили три случая, возникающих в разных диапазонах значений частот собственных колебаний, связанных с механическими характеристиками балки и основания. Решения получены аналитически. Численные результаты приведены для первых пяти форм собственных колебаний. Дальнейшее развитие проблемы получила в работе Eisenberger at al [6], применительно к произвольным граничным условиям. В работе выведены точные матрицы

масс и жёсткости, разработаны специальные конечные элементы, функции перемещений которых являются решениями статических уравнений для балки на упругом основании. Решение динамической задачи производится конечно-элементной процедурой. Представленные результаты оформлены в виде зависимостей обобщённой частоты от обобщённой жёсткости системы «балка-основание» для первых четырёх собственных форм. Позже результаты [5] распространены на частично заглублённые сваи [7]. В работе Kukla [8] исследуются свободные колебания однородной балки, поддерживаемой винклеровским основанием с участками кусочно-постоянной жёсткости, которая задаётся функцией Хевисайда. Частотное уравнение получено стандартной процедурой путём удовлетворения граничным условиям и условиям сопряжения участков. Как частный случай, один из численных примеров описывает колебание консольной балки, состоящей из двух участков, один из которых не поддерживается упругим основанием. Показано влияние частичной поддержки на первые четыре собственные частоты. В работе Motaghian et al [9] представлен метод анализа собственных колебаний балки, частично поддерживаемой основанием Винклера. Подход состоит в представлении реакции основания как распределённой по его длине некоторой «внешней нагрузки», зависящей от искомого прогиба. Далее собственные функции и «нагрузка» раскладываются в ряды Фурье. Коэффициенты рядов рассчитываются последовательными приближениями через определённые интегралы, пределами которых являются координаты начала и конца участка основания. Метод иллюстрируется расчётом собственных частот балок с различными граничными условиями, локализациями и длинами поддерживаемой части. В работе Cazzani [10] детально исследованы собственные колебания балок, частично поддерживаемых упругими основаниями. Представлен ряд точных решений задачи на собственные значения, в частности, трансцендентные (4) уравнения для частот собственных колебаний и их решения. Анализируются три типа режимов колебаний в зависимости от сочетания жёсткостей балки и основания [5]. Показана возможность перехода колебаний одного типа в другой с ростом номера формы собственных колебаний.

Таким образом, подавляющее большинство работ по динамике взаимодействия балки и основания посвящено анализу собственных колебаний. Вынужденные колебания, вызванные различными внешними силами, рассматриваются для случаев, когда расчётная схема системы «балка-основание» в процессе нагружения не изменяется.

В настоящей работе предполагается, что статическая нагрузка прикладывается к балке, полностью поддерживаемой упругим основанием, и лишь в некоторый момент часть (или всё) основание внезапно разрушается и балка приходит в движение, в ходе которого получает дополнительные динамические догружения. Задачей исследования является построение математической модели переходных динамических процессов в нагруженной балке на упругом основании при внезапном возникновении дефекта основания – полного или частичного его разрушения.

В данной статье представлена первая часть исследования – анализ напряженно-деформированного состояния нагруженной балки при квазистатическом разрушении поддерживающего её упругого основания. Решения статических задач используются далее для формирования начальных условий динамических задач и для сравнения с напряженно-деформированным состоянием балки в ходе динамического процесса, инициированного внезапным повреждением основания.

1) Балка, полностью опертая на упругое основание.

Рассматривается изгиб балки с жёсткостью на изгиб EI , покоящейся на основании Винклера с жёсткостью k , защемлённой по концам, под действием равномерно распределённой нагрузки интенсивности q (рисунок 1). Решение задачи проводится в декартовых координатах, связанных с осью балки. Все перемещения и линейные размеры отнесены к длине балки L . Деформации предполагаются малыми.

Прогибы w балки в безразмерных переменных и параметрах описываются уравнением

$$\frac{d^4 w_{cm}}{d\xi^4} + 4\alpha^4 w_{cm} = \bar{q}, \quad (1)$$

где $\xi = \frac{x}{L}$, $w_{cm} = \frac{w}{L}$, $\alpha = \sqrt[4]{\frac{kL^4}{4EI}}$, $\bar{q} = \frac{qL^3}{EI}$

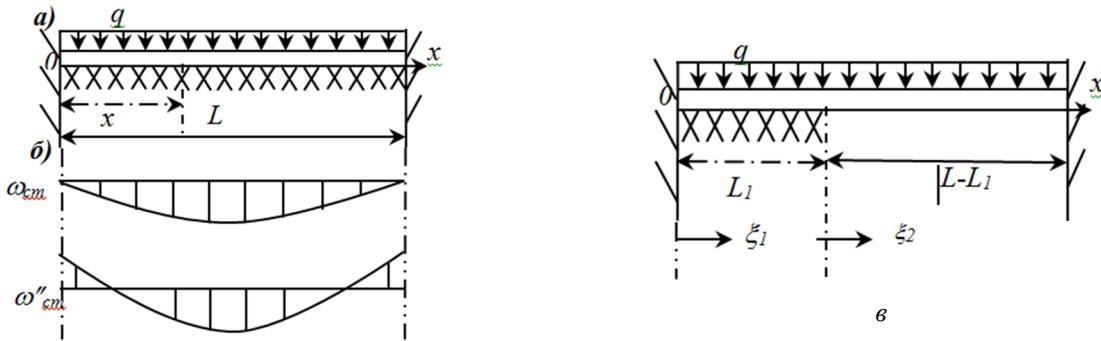


Рисунок 1 – Балка на упругом основании:

- а) полностью опертая на основание, б) эпюры прогибов и изгибающих моментов,
в) частично опертая на основание

Общее решение неоднородного уравнения (1) в случае защемления концов

$$w_{cm}(\xi) = \bar{q} \left\{ \frac{1 - R_4(\alpha\xi)}{4\alpha^4} + C_1(\alpha)R_2(\alpha\xi) + C_2(\alpha)R_1(\alpha\xi) \right\}, \quad (2)$$

где $C_1(\alpha) = \frac{(R_4(\alpha) - 1)R_2(\alpha) + 4\alpha^4 R_1^2(\alpha)}{R_5(\alpha)}$; $C_2(\alpha) = \frac{(R_4(\alpha) - 1)R_3(\alpha) + 4\alpha^4 R_1(\alpha)R_2(\alpha)}{R_5(\alpha)}$

$$R_1(\alpha\xi) = \frac{\sin \alpha\xi \operatorname{ch} \alpha\xi - \cos \alpha\xi \operatorname{sh} \alpha\xi}{4\alpha^3}; \quad R_2(\alpha\xi) = \frac{\sin \alpha\xi \operatorname{sh} \alpha\xi}{2\alpha^2}; \quad R_3(\alpha\xi) = \frac{\sin \alpha\xi \operatorname{ch} \alpha\xi + \cos \alpha\xi \operatorname{sh} \alpha\xi}{2\alpha};$$

$$R_4(\alpha\xi) = \cos \alpha\xi \operatorname{ch} \alpha\xi; \quad R_5(\alpha\xi) = \frac{\operatorname{sh}^2(\alpha\xi) - \sin^2(\alpha\xi)}{2}.$$

Функция (2) используется далее как начальное условие динамического процесса, возникшего в результате полного либо частичного разрушения основания.

2. Балка, частично поддерживаемая упругим основанием.

Предполагается, что образование дефекта – удаление части основания нагруженной балки – произошло квазистатически, т.е. без участия инерционных сил. В этом случае возникает задача расчета балки, состоящей из двух сопряженных участков, один из которых поддерживается упругим основанием, другой – свободный (рисунок 1, в).

Для каждого участка вводятся локальные координаты:

$$\xi_1 = \xi \text{ и } \xi_2 = \xi - v, \quad v = \frac{L_1}{L}.$$

Рассмотрим изгиб каждого участка последовательно.

- 1) Изгиб 1-го участка описывается уравнением:

$$\frac{d^4 w_1}{d\xi_1^4} + 4\alpha^4 w_1 = \bar{q}, \quad w_1 = \frac{v_1}{L}, \quad (3)$$

общее решение которого имеет вид:

$$w_1(\xi_1) = \frac{\bar{q}}{4\alpha^4} (1 - R_4(\alpha\xi_1)) + w_{10} R_4(\alpha\xi_1) + w'_{10} R_3(\alpha\xi_1) + w''_{10} R_2(\alpha\xi_1) + w'''_{10} R_1(\alpha\xi_1), \quad (4)$$

где $w_{10} = w_1(0)$, $w'_{10} = w'_1(0)$, $w''_{10} = w''_1(0)$, $w'''_{10} = w'''_1(0)$ – начальные параметры.

Введём:

– вектор состояния 1-го участка $\bar{W}_1(\xi_1)$:

$$\overline{W}_1(\xi_1) = \{w_1(\xi_1) \quad w'_1(\xi_1) \quad w''_1(\xi_1) \quad w'''_1(\xi_1)\};$$

– вектор начальных параметров \overline{W}_{10} :

$$\overline{W}_{10} = \{w_{10} \quad w'_{10} \quad w''_{10} \quad w'''_{10}\};$$

– функциональную матрицу $V_1(\xi_1)$:

$$V_1(\xi_1) = \begin{pmatrix} R_4(\alpha\xi_1) & R_3(\alpha\xi_1) & R_2(\alpha\xi_1) & R_1(\alpha\xi_1) \\ -4\alpha^4 R_1(\alpha\xi_1) & R_4(\alpha\xi_1) & R_3(\alpha\xi_1) & R_2(\alpha\xi_1) \\ -4\alpha^4 R_2(\alpha\xi_1) & -4\alpha^4 R_1(\alpha\xi_1) & R_4(\alpha\xi_1) & R_3(\alpha\xi_1) \\ -4\alpha^4 R_3(\alpha\xi_1) & -4\alpha^4 R_2(\alpha\xi_1) & -4\alpha^4 R_1(\alpha\xi_1) & R_4(\alpha\xi_1) \end{pmatrix}_{4 \times 4}$$

– вектор нагрузки $\overline{qV}_{1q}(\xi_1)$

$$\overline{qV}_{1q}(\xi_1) = \overline{q} \left\{ \frac{1 - R_4(\alpha\xi_1)}{4\alpha^4} \quad R_1(\alpha\xi_1) \quad R_2(\alpha\xi_1) \quad R_3(\alpha\xi_1) \right\}.$$

Тогда состояние в произвольном сечении ξ_1 1-го участка описывается матричным уравнением:

$$\overline{W}_1(\xi_1) = V_1(\xi_1) \overline{W}_{10} + \overline{qV}_{1q}(\xi_1). \quad (5)$$

Вектор состояния в конце 1-го участка при $\xi_1 = v$:

$$\overline{W}_1(v) = V_1(v) \overline{W}_{10} + \overline{qV}_{1q}(v). \quad (6)$$

2) Изгиб 2-го участка описывается уравнением

$$\frac{d^4 w_2}{d\xi_2^4} = \overline{q}, \quad w_2 = \frac{v_2}{L}. \quad (7)$$

Общее решение уравнения (7) имеет вид:

$$w_2(\xi_2) = w_{20} T_4(\xi_2) + w'_{20} T_3(\xi_2) + w''_{20} T_2(\xi_2) + w'''_{20} T_1(\xi_2) + \overline{q}_0 T_0(\xi_2), \quad (8)$$

где $w_{20} = w_1(v)$, $w'_{20} = w'_1(v)$, $w''_{20} = w''_1(v)$, $w'''_{20} = w'''_1(v)$ – начальные параметры 2-го участка. Эти равенства одновременно являются условиями сопряжения участков:

$$T_0(\xi_2) = \frac{\xi_2^4}{24}, \quad T_1(\xi_2) = \frac{\xi_2^3}{6}, \quad T_2(\xi_2) = \frac{\xi_2^2}{2}, \quad T_3(\xi_2) = \xi_2, \quad T_4 = 1.$$

Введём:

– вектор состояния 2-го участка $\overline{W}_2(\xi_2)$:

$$\overline{W}_2(\xi_2) = \{w_2(\xi_2) \quad w'_2(\xi_2) \quad w''_2(\xi_2) \quad w'''_2(\xi_2)\};$$

– вектор начальных параметров \overline{W}_{20} , компоненты которого выражены через компоненты вектора начальных параметров предыдущего, 1-го участка $\overline{W}_1(v)$ (6):

$$\overline{W}_{20} = \overline{W}_1(v) = V_1(v) \overline{W}_{10} + \overline{qV}_{1q}(v). \quad (9)$$

– функциональную матрицу $V_2(\xi_2)$:

$$V_2(\xi_2) = \begin{pmatrix} 1 & T_3(\xi_2) & T_2(\xi_2) & T_1(\xi_2) \\ 0 & 1 & T_3(\xi_2) & T_2(\xi_2) \\ 0 & 0 & 1 & T_3(\xi_2) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}_{4 \times 4}$$

– вектор нагрузки $\overline{qV}_{2q}(\xi_2)$:

$$\overline{qV}_{2q}(\xi_2) = \overline{q} \{T_0(\xi_2) \quad T_1(\xi_2) \quad T_2(\xi_2) \quad T_3(\xi_2)\}.$$

Тогда состояние 2-го участка описывается матричным уравнением:

$$\overline{W}_2(\xi_2) = V_2(v) \overline{W}_{10} + \overline{qV}_{21}(\xi_2, v) + \overline{V}_{2q}(\xi_2), \quad (10)$$

где матрица $V_{21} \underset{4 \times 4}{=} V_2(\xi_2) V_1(v)$ и вектор $\bar{V}_{21} \underset{4 \times 1}{=} V_2(\xi_2) \bar{V}_{1q} \underset{4 \times 1}{=} (v)$.

Таким образом, состояние балки на обоих участках выражается через начальные параметры 1-го участка при $\xi_1 = 0$. В данном случае два параметра известны:

$$w_{10} = w'_{10} = 0.$$

Оставшиеся два параметра w''_{10} и w'''_{10} определяются из граничных условий в конце 2-го участка при $\xi_2 = 1 - v$. Обозначим элементы матрицы $V_{21}(\xi_2, v)$ и вектора $\bar{q}(\bar{V}_{21}(\xi_2, v) + \bar{V}_{2q}(\xi_2))$ соответственно $a_{ij}(\xi_2, v)$ и $b_i(\xi_2, v)$ ($i, j = 1 \div 4$) и запишем уравнение (2.8) в развернутом виде для $\xi_2 = 1 - v$ с учётом известных граничных условий:

$$\begin{aligned} w_{10} = w'_{10} = w_2(1 - v) = w'_2(1 - v) = 0 \\ \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ w''_2(1 - v) \\ w'''_2(1 - v) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11}(1 - v) & a_{12}(1 - v) & a_{13}(1 - v) & a_{14}(1 - v) \\ a_{21}(1 - v) & a_{22}(1 - v) & a_{23}(1 - v) & a_{24}(1 - v) \\ a_{31}(1 - v) & a_{32}(1 - v) & a_{33}(1 - v) & a_{34}(1 - v) \\ a_{41}(1 - v) & a_{42}(1 - v) & a_{43}(1 - v) & a_{44}(1 - v) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ w''_{10} \\ w'''_{10} \end{pmatrix} + \bar{q} \begin{pmatrix} b_1(1 - v) \\ b_2(1 - v) \\ b_3(1 - v) \\ b_4(1 - v) \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (11)$$

где, в частности:

$$a_{13}(\xi_2, v) = R_2(\alpha v) + R_3(\alpha v)\xi_2 + R_4(\alpha v)\frac{\xi_2^2}{2} - 4\alpha^4 R_1(\alpha v)\frac{\xi_2^3}{6};$$

$$a_{14}(\xi_2, v) = R_1(\alpha v) + R_2(\alpha v)\xi_2 + R_3(\alpha v)\frac{\xi_2^2}{2} + R_4(\alpha v)\frac{\xi_2^3}{6};$$

$$a_{23}(\xi_2, v) = R_3(\alpha v) + R_4(\alpha v)\xi_2 + 4\alpha^4 R_1(\alpha v)\frac{\xi_2^2}{2};$$

$$a_{24}(\xi_2, v) = R_2(\alpha v) + R_3(\alpha v)\xi_2 + R_4(\alpha v)\frac{\xi_2^2}{2};$$

$$b_1(\xi_2, v) = \frac{1 - R_4(\alpha v)}{4\alpha^4} + R_1(\alpha v)\xi_2 + R_2(\alpha v)\frac{\xi_2^2}{2} + R_3(\alpha v)\frac{\xi_2^3}{6} + \frac{\xi_2^4}{24};$$

$$b_2(\xi_2, v) = R_1(\alpha v) + R_2(\alpha v)\xi_2 + R_3(\alpha v)\frac{\xi_2^2}{2} + \frac{\xi_2^3}{6}.$$

Из матричного уравнения (2.9) получаем систему двух алгебраических уравнений относительно неизвестных w''_{10} и w'''_{10} :

$$\begin{pmatrix} a_{13}(1 - v) & a_{14}(1 - v) \\ a_{23}(1 - v) & a_{24}(1 - v) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} w''_{10} \\ w'''_{10} \end{pmatrix} + \bar{q} \begin{pmatrix} b_1(1 - v) \\ b_2(1 - v) \end{pmatrix} = 0,$$

откуда по методу Крамера получим:

$$w''_{10} = \frac{\Delta_1}{\Delta}, \quad w'''_{10} = \frac{\Delta_2}{\Delta}, \quad (12)$$

где определители Δ , Δ_1 и Δ_2 имеют вид:

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_{13}(1 - v) & a_{14}(1 - v) \\ a_{23}(1 - v) & a_{24}(1 - v) \end{vmatrix}, \quad \Delta_1 = \begin{vmatrix} -\bar{q}b_1(1 - v) & a_{14}(1 - v) \\ -\bar{q}b_2(1 - v) & a_{24}(1 - v) \end{vmatrix}, \quad \Delta_2 = \begin{vmatrix} a_{13}(1 - v) & -\bar{q}b_1(1 - v) \\ a_{23}(1 - v) & -\bar{q}b_2(1 - v) \end{vmatrix}.$$

Теперь безразмерные прогибы w и изгибающие моменты w'' по участкам определяются зависимостями:

$$\begin{aligned} w_1(\xi_1) &= w''_{01}R_2(\alpha\xi_1) + w'''_{10}R_1(\alpha\xi_1) + \frac{\bar{q}}{4\alpha^4}(1 - R_4(\alpha\xi_1)), \quad 0 \leq \xi_1 \leq v \\ w''_1(\xi_1) &= w''_{01}R_4(\alpha\xi_1) + w'''_{10}R_3(\alpha\xi_1) + \bar{q}R_2(\alpha\xi_1), \\ w_2(\xi_2) &= w''_{10}a_{13}(v, \xi_2) + w'''_{10}a_{14}(v, \xi_2) + \bar{q}b_1(v, \xi_2), \quad 0 \leq \xi_2 \leq 1 - v \end{aligned} \quad (13)$$

$$w_2''(\xi_2) = w_{10}''a_{33}(v, \xi_2) + w_{10}'''a_{34}(v, \xi_2) + \bar{q}b_3(v, \xi_2).$$

На рисунке 2 изображены зависимости (2.11) соответственно наибольших прогибов w_{\max} и изгибающих моментов w''_{\max} от обобщённого параметра жёсткости системы «балка-основание» $\bar{\lambda} = 4\alpha^4 = kL^4/EI$ для ряда значений параметра $v = 0; 0,25; 0,5; 0,75; 1$, характеризующего степень повреждения основания: $v = 1$ – полное основание, $v = 0$ – отсутствие основания. Расчеты соответствуют единичной безразмерной нагрузке $\bar{q} = qL^3/EI$.

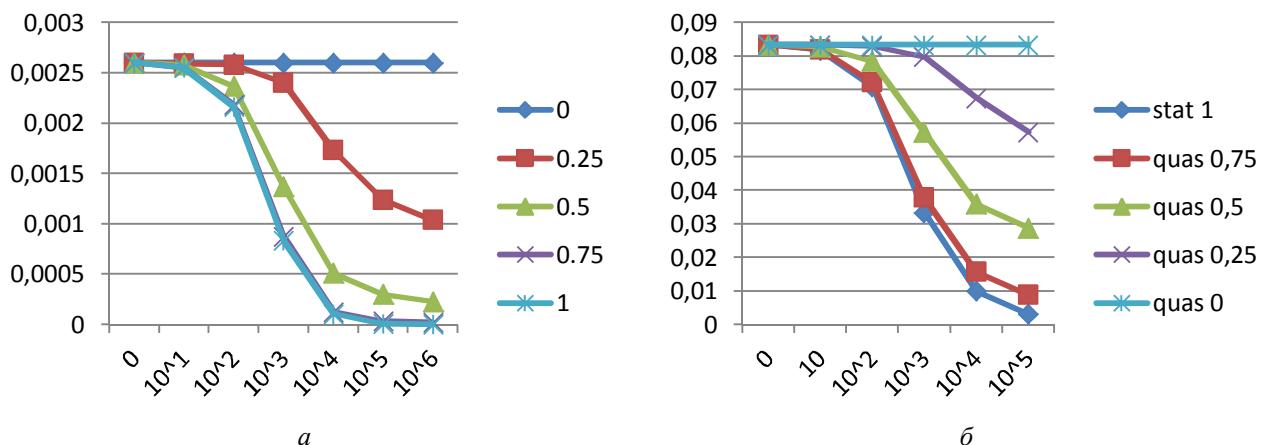


Рисунок 2 – Зависимость наибольших прогибов:
а) и изгибающих моментов б) от длины $(1-v)$ поврежденного участка

На рисунке 3 показано снижение (в процентах по отношению к свободной балке) наибольшего изгибающего момента в балке при подкреплении её основаниями различной протяженности (v) и относительной жесткости ($\bar{\lambda}$).

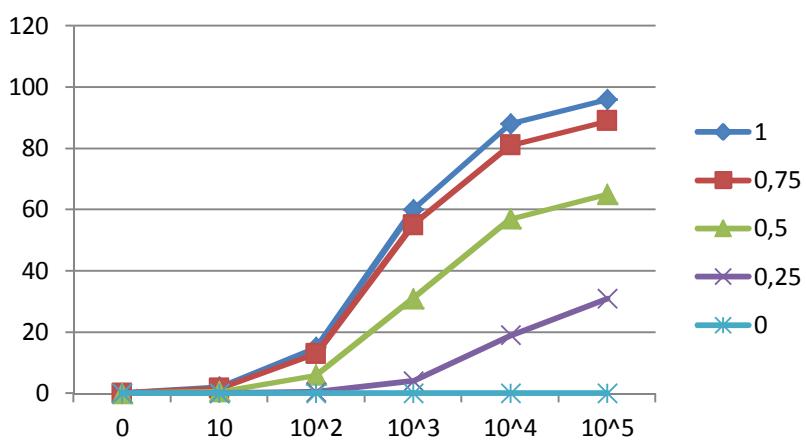


Рисунок 3 – Влияние длины и жесткости основания
на величину наибольшего изгибающего момента в правом защемлении балки

В представленной статье построены математические модели напряженно-деформированного состояния нагруженной балки на упругом основании при полном или частичном квазистатическом разрушении основания. Моделями являются дифференциальные уравнения статического изгиба балки на цельном и частично поврежденном упругом основании. В последнем случае балка состоит из двух сегментов, один из которых свободен, другой – полностью опирается на основание. Сюда же входят

граничные условия, условия сопряжения сегментов, различные допущения и ограничения. Для описания напряженно-деформированного состояния балки вводятся четырехкомпонентные (прогиб, угол поворота поперечного сечения, изгибающий момент, перерезывающая сила) векторы состояния. В матричной форме получены зависимости векторов состояния в произвольном сечении сегмента от вектора начальных параметров. Векторы состояния представляются совокупностью блоков, включающие кинематические и силовые переменные. Благодаря этому матрица влияния начального сечения на конечное становится клеточной, всегда размером 4×4 . Использование векторов состояния и начальных параметров снижает порядок матрицы влияния до четвертого при любом количестве сопрягаемых сегментов, что существенно снижает трудоемкость вычислений. В результате получены зависимости между параметрами повреждений (длиной поврежденного участка и относительной жесткости системы «балка-основание») и внутренними кинематическими и силовыми факторами при заданной внешней нагрузке. Показано существенное влияние степени повреждения основания на характер распределения и величины внутренних кинематических и силовых факторов. Полученные результаты относятся к частному случаю балки, защемленной по концам и постоянной, равномерно распределенной нагрузки. При этом алгоритм расчета НДС применим к любым граничным условиям и характерам внешней нагрузки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гордон, В.А. К анализу динамических явлений в стержнях, инициируемых внезапными структурными перестройками / В.А. Гордон // Успехи строит. мех. и теор. сооружений Сб. научн. ст. к 75-летию В.В. Петрова, Саратов. – 2010. – С. 51-57.
2. Гордон, В.А. Математическое моделирование динамических процессов в стержневых системах при внезапных изменениях их структуры / В.А. Гордон, В.И. Брусова, Э.А. Кравцова, Т.В. Потураева // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2010. – № 5(283). – С. 3-9.
3. Gordon, V. Dynamical processes analysis in the load beams during partial destruction / V. Gordon, V. Kolchunov, Y. Stepanov // Proceedings of XVII International congress on sound and vibration. – 2010. Cairo. Egypt.
4. Gordon, V. Dynamic loading of composite beam with the sudden longitudinal stratification / V. Gordon, V. Kolchunov, Y. Stepanov // Proceedings of XIX International congress on sound and vibration. – 2012. Vilnius. Lithuania.
5. Doyle, P.E. Vibration of beams on partial elastic foundation / P.E. Doyle, M.N. Pavlovic // J. of Earthquake engineering and structural dynamic. – 1982. – Vol. 10. – p.p. 663-674.
6. Eisenberger, M. Vibration of beams fully or partially supported on elastic foundation / M. Eisenberger, D.Z. Yankelevsky, M.A. Adin // J. of Earthquake engineering and structural dynamic. – 1985. – Vol. 13. – p.p. 651-660.
7. Valsangkar, A. Vibrations of beam-columns on two-parameter elastic foundations / Valsangkar, A, Pradhanang R. // J. of Earthquake engineering and structural dynamic. – 1988. – Vol. 16. – p.p. 217-225.
8. Kukla, S. Free vibration of a beam supported on a stepped elastic foundation / Kukla S. // J. of sound and vibration. – 1991. – 149(2). – p.p. 259-265.
9. Motaghian, S.E. Exact solution to free vibration of beams partially supported by an elastic foundation / S.E. Motaghian, M. Mofid, P. Alanjari // Scientia Iranica. – 2011. – p.p. 861-866.
10. Cazzani, A. On the dynamics of a beam partially supported by an elastic foundation: an exact solution-set / A. Cazzani // International Journal of structural stability and dynamics. – 2013. – V. 13. – N 8.
11. Gordon, V. Vibration of loaded beam initiated by fully or partially destruction of the elastic foundation // V. Gordon, O. Pilipenko // Proceedings XVII International congress on sound and vibration. – 2015. Florence, Italy.
12. Гордон, В.А. Динамические дозружения балки при повреждении упругого основания / В.А. Гордон, Т.В. Потураева, Е.В. Брума // Строительство и восстановление искусственных сооружений: Материалы IV международной научно-практической конференции. В 2 ч. – Гомель : БелГУТ. – 2015. – Ч.1. – С. 9-20.

Гордон Владимир Александрович
ФГБОУ ВПО Госуниверситет -
УНПК, г. Орел
Доктор технических наук,
профессор, зав. кафедрой Высшая
математика
Тел.: +7(4862)41 98 48
E-mail: gordon1312@mail.ru

Потураева Татьяна Вячеславовна
ФГБОУ ВПО Госуниверситет -
УНПК, г. Орел
Кандидат технических наук,
доцент кафедры Высшая
математика
Тел.: +7(4862)41 98 48
E-mail: tanpo77@mail.ru

Семенова Галина Александровна
ФГБОУ ВПО Госуниверситет -
УНПК, г. Орел
Кандидат технических наук,
доцент кафедры Высшая
математика
Тел.: +7(4862)41 98 48
E-mail: gordon@ostu.ru

V.A. GORDON, T.V. POTURAEVA, G.A. SEMENOVA

STRESS-STRAIN STATE BEAMS PARTIALLY SUPPORTED ON AN ELASTIC FOUNDATION

The mathematical models of the stress-strain state of loaded beam with full or partial destruction of the supporting elastic foundation is offered. Used vectors of state of arbitrary cross-section, the initial parameters and matrix of influence of segments beams with partial bearing with foundation. The proposed relations designed for the formulation of the initial conditions of a dynamic process that occurs when a sudden formation of the same damages.

Keyword: beam on elastic foundation, partial bearing, vector of state, matrix of influence, initial settings.

BIBLIOGRAPHY

1. Gordon, V.A. K analizu dinamicheskikh yavleniy v sterzhnyakh, initsiirovymykh vnezapnymi strukturnymi perestroykami / V.A. Gordon // Uspekhi stroit. mekh. i teor. sooruzheniy Sb. nauchn. st. k 75- letiyu V.V. Petrova, Saratov. – 2010. – S. 51-57.
2. Gordon, V.A. Matematicheskoye modelirovaniye dinamicheskikh protsessov v sterzhnevyykh sistemakh pri vnezapnykh izmeneniyakh ikh struktury / V.A. Gordon, V.I. Brusova, E.A. Kravtsova, T.V. Poturayeva // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2010. – № 5(283). – S. 3-9.
3. Gordon, V. Dynamical processes analysis in the load beams during partial destruction / V. Gordon, V. Kolchunov, Y. Stepanov // Proceedings of XVII International congress on sound and vibration. – 2010. Cairo. Egypt.
4. Gordon, V. Dynamic loading of composite beam with the sudden longitudinal stratification / V. Gordon, V. Kolchunov, Y. Stepanov // Proceedings of XIX International congress on sound and vibration. – 2012. Vilnius. Lithuania.
5. Doyle, P.Ye. Vibration of beams on partial elastic foundation / P.Ye. Doyle, M.N. Pavlovic // J. of Earthquake engineering and structural dynamic. – 1982. – Vol. 10. – p.p. 663-674.
6. Eisenberger, M. Vibration of beams fully or partially supported on elastic foundation / M. Eisenberger, D.Z. Yankelevsky, M.A. Adin // J. of Earthquake engineering and structural dynamic. – 1985. – Vol. 13. – p.p. 651-660.
7. Valsangkar, A. Vibrations of beam-columns on two-parameter elastic foundations / Valsangkar, A, Pradhanang R. // J. of Earthquake engineering and structural dynamic. – 1988. – Vol. 16. – p.p. 217-225.
8. Kukla, S. Free vibration of a beam supported on a stepped elastic foundation / Kukla S. // J. of sound and vibration. – 1991. – 149(2). – p.p. 259-265.
9. Motaghian, S.E. Exact solution to free vibration of beams partially supported by an elastic foundation / S.E. Motaghian, M. Mofid, P. Alanjari // Scientia Iranica. – 2011. – p.p. 861-866.
10. Cazzani, A. On the dynamics of a beam partially supported by an elastic foundation: an exact solution-set /A. Cazzani // International Journal of structural stability and dynamics. – 2013. – V. 13. – N 8.
11. Gordon, V. Vibration of loaded beam initiated by fully or partially destruction of the elastic foundation // V. Gordon, O. Pilipenko // Proceedings XVII International congress on sound and vibration. – 2015. Florence, Italy.
12. Gordon, V.A. Dinamicheskiye dogruzheniya balki pri povrezhdenii uprugogo osnovaniya / V.A. Gordon, T.V. Poturayeva, Ye.V. Bruma // Stroitelstvo i vosstanovleniye iskusstvennykh sooruzheniy: Materialy IV mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. V 2 ch. – Gomel : BelGUT. – 2015. – CH.1. – S. 9-20.

Gordon Vladimir Aleksandrovich
VPO State University - ESPC, Orel
Doctor of Technical Sciences,
Professor, Head Department of
Mathematics
Tel.: +7(4862)41 98 48
E-mail: gordon1312@mail.ru

Poturayeva Tatyana Vyacheslavovna
VPO State University - ESPC, Orel
Candidate of Technical Science,
assistant professor of Higher
Mathematics
Tel.: +7(4862)41 98 48
E-mail: tanpo77@mail.ru

Semenova Galina Aleksandrovna
VPO State University - ESPC, Orel
Candidate of Technical Science,
assistant professor of Higher
Mathematics
Tel.: +7(4862)41 98 48
E-mail: gordon@ostu.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

УДК 621.224.6

Р.М. ШАХБАНОВ

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КАВИТАЦИОННЫХ ЯВЛЕНИЙ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ

Одним из важных явлений, влияющих на работу и ресурс центробежных насосов является кавитация. Повышение всасывающей способности центробежных насосов является одной из приоритетных задач современного насосостроения. Высокий кавитационный коэффициент быстроты при заданных кавитационных запасах обеспечивают большую частоту вращения и соответственно меньшие габариты насоса, а при заданной частоте вращения они могут работать с меньшими кавитационными запасами. В данной статье выполнено численное моделирование проточной части с использованием двухфазной среды для исследования кавитации в рабочих элементах центробежного насоса. В результате расчета был получен требуемый кавитационный запас и построена кавитационная характеристика насоса.

Ключевые слова: центробежный насос, кавитационный запас, NPSH, двухфазная среда, всасывающая способность, коэффициент быстроты, кавитационная характеристика.

Условия работы некоторых промышленных насосов предполагают высокую всасывающую способность и соответственно низкий подпор на входном патрубке насоса. При этом возникает необходимость, чтобы центробежный насос работал без кавитации, которая неизбежно возникает при низких давлениях жидкости и может привести к срыву работы насоса, а также износу его рабочих элементов.

Высокая всасывающая способность насосов ракетных двигателей дает возможность увеличить частоту вращения вала ТНА, что снижает габариты и массу двигательной установки. Для этих целей в центробежных насосах применяют совмещенную ступень, состоящую из шнека и рабочего колеса. Шнек значительно влияет на работу центробежного насоса, улучшая его кавитационную характеристику. Он позволяет развить требуемый напор перед рабочим колесом, что необходимо для безкавитационной работы аппарата. Аналогичное решение применяется в нефтяных подпорных насосах, которые устанавливаются в магистралях с низким давлением на входе [1, 2, 3].

При проектировании шнека и центробежного рабочего колеса необходимо учитывать тот факт, что они работают совместно и их геометрические параметры и характеристики должны быть взаимно увязаны. От их правильного согласования гидравлических и кавитационных характеристик этих колес зависит работа насоса, а именно его антикавитационные свойства и эффективность [4, 5].

Шнеко-центробежный насос на рабочих режимах обычно работает с наличием очагов кавитации в проточной части, т.е. по существу является в процессе эксплуатации кавитирующим насосом. Однако наличие этих очагов кавитации, локализованных в определенных областях, не должно значительно отображаться на работе насоса, а именно на создаваемый напор [6].

Для избежания развития кавитации в центробежном насосе давление жидкости в элементах насоса должно быть выше давления насыщенных паров при рабочей температуре. Количественный показатель – это кавитационный запас NPSH. Кавитационный запас выражается как разность между давлением на входе в насос и давлением насыщенных паров.

В качестве примера рассмотрим работу подпорного насоса с рабочими параметрами: подача $Q = 3000 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор $H = 160 \text{ м}$, частота вращения $n = 1500 \text{ об/мин}$, кавитационный запас менее 2,2 м.

Параметризованная 3D модель шнекоцентробежной ступени показана ниже на рисунке 1, а. Параметризация геометрии позволяет в автоматическом режиме изменять

конструкцию шнека и рабочего колеса, что необходимо для оптимизации геометрии проточной части насоса. Геометрические параметры оптимизированной ступени приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Геометрические параметры шнекоцентробежной ступени.

Наружный диаметр шнека	420 мм
Шаг шнека на входе	132 мм
Шаг шнека на выходе	255 мм
Осьвая длина шнека	190 мм
Количество лопаток шнека	2
Входной диаметр РК	430 мм
Выходной диаметр РК	706 мм
Угол лопатки на входе	8.7°–16°
Угол лопатки на выходе	15°
Количество лопаток РК	6

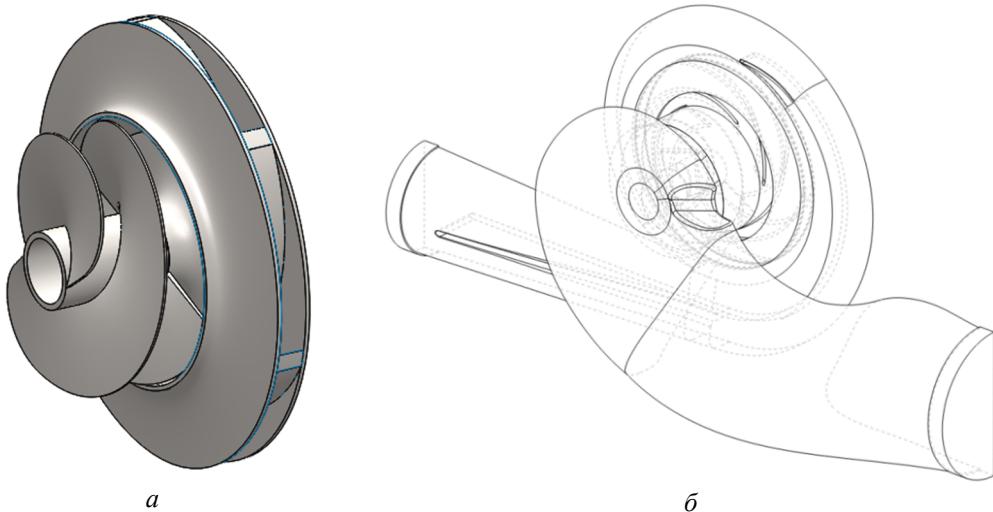


Рисунок 1 – Параметрическая модель шнекоцентробежной ступени
а – шнекоцентробежная ступени; б – проточная часть подпорного насоса

Анализ течения двухфазной среды в проточной части центробежного насоса основан на решении базовых уравнений гидродинамики[13, 14]. В случае трехмерного, изотермического, несжимаемого течения это:

– уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности):

$$\frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha)}{\partial t} + \frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha u^i)}{\partial x^i} = \dot{S}_\alpha; \quad (1)$$

– уравнение сохранения количества движения (уравнение Навье–Стокса):

$$\frac{\partial(\rho_m u^i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u^j u^i)}{\partial x^j} = - \frac{\partial P}{\partial x^i} + \rho_m r_\alpha g^i + \frac{\partial(\tau^{ij})}{\partial x^j}; \quad (2)$$

где r_α – объемная доля фазы α ;

u^i – компонента абсолютной скорости;

ρ_α – плотность фазы α ;

\dot{S}_α – массовая доля фазы α ;

P – давление;

τ^{ij} – тензор напряжений;

ρ_m, μ_m – плотности и вязкость смеси.

$$\tau^{ij} = \mu_m \left(\frac{\partial u^i}{\partial x^j} + \frac{\partial u^j}{\partial x^i} \right). \quad (3)$$

Уравнение межфазного массообмена для \dot{S}_α записываются в виде:

$$\sum_{\alpha=1}^N \dot{S}_\alpha = 0. \quad (4)$$

У нас также есть ограничение, что фазы должны наполнять весь доступный объем:

$$\sum_{\alpha=1}^N r_\alpha = 1. \quad (5)$$

Уравнения. (1), (2) и (5) вместе образуют замкнутую систему, включающую $(N + 4)$ уравнения и $(N + 4)$ неизвестных, где N – число фаз. Для удобства, заменяем одно из фазовых уравнений непрерывности суммой всех уравнений непрерывности разделенных по соответствующим плотностям:

$$\sum_{\alpha=1}^N \frac{1}{\rho_\alpha} \left(\frac{\partial \rho_\alpha}{\partial t} + \frac{\partial (r_\alpha \rho_\alpha u^i)}{\partial x^i} - \dot{S}_\alpha \right) = 0. \quad (6)$$

Когда все фазы несжимаемы, то это уравнение упрощается.

Кавитация включает в себя паровую и жидкую фазы:

$$\dot{S}_v = -\dot{S}_l = \dot{S}_{lv} \quad (7)$$

Тогда уравнение (6) сокращается

$$\frac{\partial u^i}{\partial x^i} = \dot{S}_{lv} \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right). \quad (8)$$

Когда поток является турбулентным, скорости в приведенных выше уравнениях представляются осредненными по Рейнольдсу. При этом в уравнениях движения появляется дополнительный член – тензор напряжений Рейнольдса [16, 17]. Эти напряжения моделируются с помощью вихревой вязкости, используемой в $k - \varepsilon$ и SST моделях турбулентности [7, 8, 9].

Уравнение Рэлея–Плессета позволяет описывать рост пузырька в жидкости:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{R_B} = \frac{P_v - P}{\rho_l} \quad (9)$$

где R_B – радиус пузыря;

σ – коэффициент поверхностного натяжения;

P_v – давление насыщенных паров.

Пренебрегая членами второго порядка и поверхностным натяжением, получаем упрощенное выражение

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}}. \quad (10)$$

Скорость изменения массы одного пузыря определяется как

$$\frac{dm_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}}. \quad (11)$$

Если N_B – количество пузырей в единице объема, то мы можем выразить объем фракции пара как

$$r_v = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B \quad (12)$$

$$\dot{S}_{lv} = \frac{3r_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}}. \quad (13)$$

Эта модель была получена, предполагая рост пузыря (парообразование). Она также может быть обобщена на конденсацию следующим образом:

$$\dot{S}_{lv} = F \frac{3r_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|P_v - P|}{\rho_l}} \operatorname{sign}(P_v - P) \quad (14)$$

где F – эмпирический калибровочный коэффициент.

Эта модель хорошо работает для конденсации. Тем не менее, физически неверно (и численно неустойчиво) применять эту модель к парообразованию. Одним из ключевых предположений при выводе является то, что кавитационные пузырьки не взаимодействуют друг с другом. Это правдоподобно только во время самых ранних стадий кавитации, когда только появляется очаг кавитации и кавитационный пузырек начинает расти. Как только объем паров увеличивается, плотность образования пузырей должна соответственно уменьшаться. Имея это в виду, заменяя r_v на $r_{nuc}(1 - r_v)$ в течение парообразования, где r_{nuc} – объемная доля зарождающихся пузырьков. R_B интерпретируется как радиус зародыша пузырька [18, 19, 20].

В итоге модель кавитации принимает следующий вид:

$$\dot{S}_{lv} = \begin{cases} F_{vap} \frac{3r_{nuc}(1 - r_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2|P_v - P|}{3\rho_l}} & \text{if } P < P_v \\ F_{cond} \frac{3r_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2|P_v - P|}{3\rho_l}} & \text{if } P > P_v \end{cases} \quad (15)$$

Параметры модели, которые хорошо работают для различных флюидов: $R_B = 10^{-6}$ м, $r_{nuc} = 5 \cdot 10^{-4}$ м, $F_{vap} = 50$ и $F_{cond} = 0,01$.

В данном разделе приведены результаты трехмерного моделирования турбулентного потока с учетом двухфазной среды. В результате стационарного расчета насоса при подаче $Q = 3000$ м³/ч получили напор $H = 161,68$ м. Гидравлический КПД насоса при этом составляет 89,3%. Полная мощность насоса 1470,9 кВт. На рисунке 2 представлено распределение скоростей в проточной части насоса в виде линий тока.

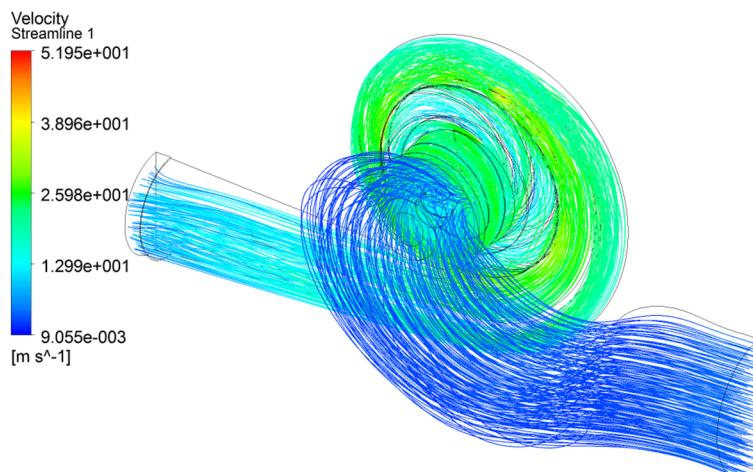


Рисунок 2 – Линии тока скоростей в проточной части насоса

Для определения кавитационного запаса необходимо было провести серию CFD расчетов с переменным параметром NPSH (напор на всасывающем патрубке насоса). Постепенно уменьшая NPSH, измеряли полный напор, создаваемый насосом. Расчет проводится до тех пор пока напор не снизится до 3 %. Эта точка является кавитационным запасом NPSH_r. В результате этих расчетов была построена кавитационная характеристика насоса (рисунок 4).

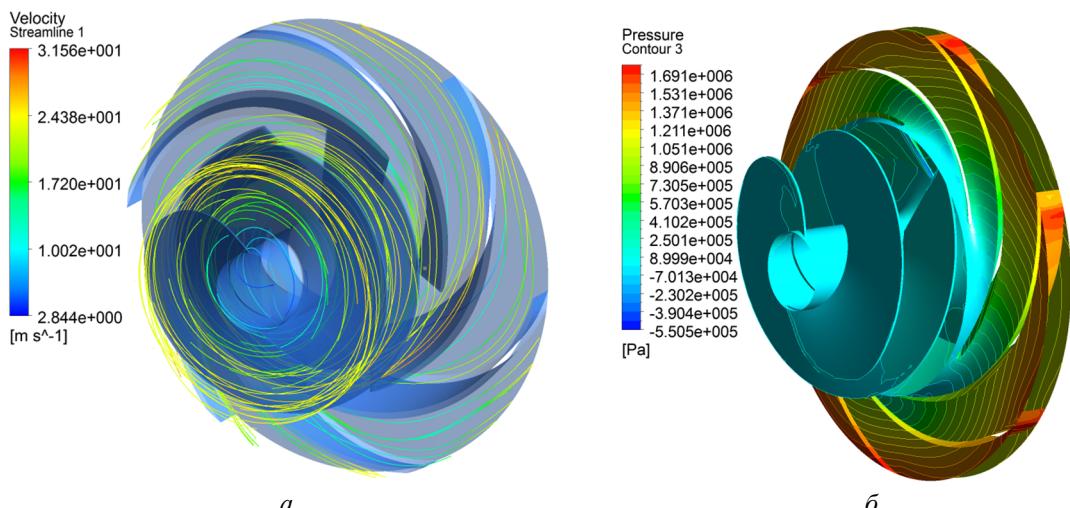


Рисунок 3 – Картина течения в инекоцентробежной ступени:
а – линии тока скоростей; б – поля давлений

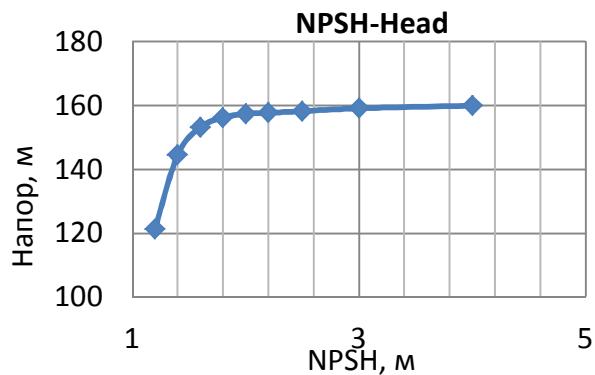


Рисунок 4 – Кавитационная характеристика подпорного насоса

Как видно из графика напор, создаваемый насосом, постепенно, снижается при уменьшении давления на входе до определенной величины критической величины $NPSH = 2,0$ м. Для наглядности покажем развитие кавитации в рабочем колесе на рисунке 5 (зоны обозначены зеленым цветом). При дальнейшем уменьшении $NPSH$ каверны достигают выхода из колеса, а затем простираются и за его пределы. При этом напор и мощность начинают стремительно падать, что соответствует режиму развитой кавитации в насосе (суперкавитации).

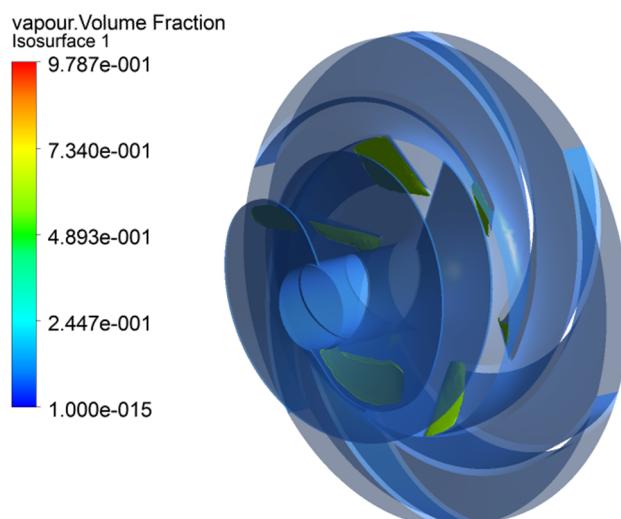


Рисунок 5 – Кавитация в инекоцентробежной ступени насоса

Из рисунка 5 видно, что кавитация начинается на тыльной стороне лопатки шнека и на всасывающей стороне лопатки рабочего колеса рядом с входной кромкой лопатки в зонах низкого давления. С развитием этого процесса зона кавитации будет охватывать все больший объем межлопаточного канала.

Таким образом вычислительные эксперименты с применением современных численных методов CFD анализа позволяют с достаточной точностью описывать кавитационные явления в насосе и могут быть использованы для оптимизации проточной части центробежных насосов по кавитационному запасу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Айзенштейн, М.Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности / М.Д. Айзенштейн. – М.: Гостоптехиздат, 1957. – 358 с.
2. Михайлов, А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
3. Петров, В.И. Кавитация в высокооборотных лопастных насосах / В.И. Петров, В.Ф. Чебаевский. – М.: Машиностроение, 1982. – 192 с.
4. Овсянников, Б.В. Высокооборотные лопаточные насосы / Б.В. Овсянников, В.Ф. Чебаевский. М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.
5. Овсянников, Б.В. Расчет и проектирование шнекоцентробежного насоса / Б.В. Овсянников, В.С. Селифонов, В.В. Черваков. М.: Изд-во МАИ, 1996. – 72 с.
6. Овсянников, Б.В. Расчет высокооборотных центробежных насосов/ Б.В. Овсянников. – М.: Государственное издательство оборонной промышленности, 1959. – 53 с.
7. Шапиро, А.С. Расчет всасывающей способности центробежных насосов / А.С. Шапиро, С.С. Панаиотти, А.А. Артемьев // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2007. – № 9. – С. 35 – 39.
8. Bardina, J.E. Turbulence Modeling Validation, Testing and Development / J.E. Bardina, P.G. Huang, T.J. Coakley // NASA reports, 1997.
9. Wilcox, David C. Turbulence Modeling for CFD. Second edition / David C. Wilcox. Anaheim: DCW Industries, 1998. 174 p.
10. Biswas, G. Turbulent Flows / G. Biswas, V. Eswaran // Fundamentals, Experiments and Modeling. Narosa Publishing House, 2002.
11. Kinnas S. A numerical nonlinear analysis of the flow around two- and three-dimensional partially cavitating hydrofoil / S. Kinnas, N. Fine // Journal of Fluid Mechanics. – pp. 151–181.
12. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory Guide. Release 12.1 – 2009. – 258 с.
13. Андерсон, Д. Вычислительная гидродинамика и теплообмен / Д. Андерсон, Дж. Таннхил, Р. Плетчер. – М.: Мир, 1990. – Т. 1. – 384 с.
14. Lewis, R.W. Fundamentals of the Finite Element Method for Heat and Fluid Flow / R.W. Lewis, P. Nithiarasu, K.N Seetharamu // Wiley.
15. Zienkiewicz, O.C. The Finite Element Method. Fluid Dynamics / O.C. Zienkiewicz, R.L. Taylor. – Butterworth-Heinemann, 2010.
16. Philip, J.Z. A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics / J.Z. Philip, G.G. Andrew // ICMF 2004 International Conference on Multiphase Flow. Yokohama, Japan, May 30–June 3, 2004. – № 152.
17. Bakir, F. Numerical and experimental investigations of the cavitating behaviour of an inducer / F. Bakir, R. Rey, A.G. Gerber, T. Belamri, B. Hutchinson // International Journal for Rotating Machinery. – 2004. – pp. 15–25.
18. Brennen, C.E. Cavitation and Bubble Dynamics / C.E. Brennen. Oxford University Press, 1995.
19. Gerber, A.G. A CFD model for devices operating under extensive cavitation conditions / A.G. Gerber // In International Mechanical Engineering Congress and Exhibit, 2002.
20. Senocak I., Shyy W. Evaluation of cavitation models for Navier–Stokes computations / I. Senocak, W. Shyy // In ASME 2002 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2002.

Шахбанов Ризван Магомедсаидович

Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Сотрудник кафедры «Мехатроника и международный инжиниринг»
Тел.: + 7 920 802 12 80
E-mail: rizone12@gmail.com

NUMERICAL SIMULATION OF CAVITATION IN CENTRIFUGAL PUMPS

One of the important phenomena on affecting the work and life of centrifugal pumps is cavitation. Increasing the suction capacity of centrifugal pumps is one of the priorities of the modern pump engineering. High cavitation specific speed provide greater speed and correspondingly smaller dimensions of the pump. In this paper presents the numerical simulation of the flow using a two-phase medium for the study of cavitation in the working elements of a centrifugal pump. The calculation was obtained the required NPSH and cavitation characteristics of the pump built.

Keywords: centrifugal pump, NPSH, two-phase medium, suction capacity, specific speed, cavitation characteristic.

BIBLIOGRAPHY

1. Ayzenshteyn, M.D. Tsentronezhnyye nasosy dlya neftyanoy promyshlennosti / M.D. Ayzenshteyn. – M.: Gostoptekhizdat, 1957. – 358 s.
2. Mikhaylov, A.K. Lopastnyye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye / A.K. Mikhaylov, V.V. Malyushenko. – M.: Mashinostroyeniye, 1977. – 288 s.
3. Petrov, V.I. Kavitsiya v vysokooborotnykh lopastnykh nasosakh / V.I. Petrov, V.F. Chebayevskiy. – M.: Mashinostroyeniye, 1982. – 192 s.
4. Ovsyannikov, B.V. Vysokooborotnyye lopatochnyye nasosy / B.V. Ovsyannikov, V.F. Chebayevskiy. M.: Mashinostroyeniye, 1975. – 336 s.
5. Ovsyannikov, B.V. Raschet i proyektirovaniye shnekotsentrozhnogo nasosa / B.V. Ovsyannikov, V.S. Selifonov, V.V. Chervakov. M.: Izd-vo MAI, 1996. – 72 s.
6. Ovsyannikov, V.B. Raschet vysokooborotnykh tsentronezhnykh nasosov/ B.V. Ovsyannikov. – M.: Gosudarstvennoye izdatelstvo oboronnoy promyshlennosti, 1959. – 53 s.
7. Shapiro, A.S. Raschet vsasyvayushchey sposobnosti tsentronezhnykh nasosov / A.S. Shapiro, S.S. Panaiotti, A.A. Artyemyev // Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye. – 2007. – № 9. – S. 35 – 39.
8. Bardina, J.E. Turbulence Modeling Validation, Testing and Development / J.E. Bardina, P.G. Huang, T.J. Coakley // NASA reports, 1997.
9. Wilcox, David C. Turbulence Modeling for CFD. Second edition / David C. Wilcox. Anaheim: DCW Industries, 1998. 174 p.
10. Biswas, G. Turbulent Flows / G. Biswas, V. Eswaran // Fundamentals, Experiments and Modeling. Narosa Publishing House, 2002.
11. Kinnas S. A numerical nonlinear analysis of the flow around two- and three-dimensional partially cavitating hydrofoil / S. Kinnas, N. Fine // Journal of Fluid Mechanics. – pp. 151–181.
12. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory Guide. Release 12.1 – 2009. – 258 c.
13. Anderson, D. Vychislitelnaya gidrodinamika i teploobmen / D. Anderson, Dzh. Tannekhil, R. Pletcher. – M.: Mir, 1990. – T. 1. – 384 s.
14. Lewis, R.W. Fundamentals of the Finite Element Method for Heat and Fluid Flow / R.W. Lewis, P. Nithiarasu, K.N. Seetharamu // Wiley.
15. Zienkiewicz, O.C. The Finite Element Method. Fluid Dynamics / O.C. Zienkiewicz, R.L. Taylor. – Butterworth-Heinemann, 2010.
16. Philip, J.Z. A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics / J.Z. Philip, G.G. Andrew // ICMF 2004 International Conference on Multiphase Flow. Yokohama, Japan, May 30–June 3, 2004. – № 152.
17. Bakir, F. Numerical and experimental investigations of the cavitating behaviour of an inducer / F. Bakir, R. Rey, A.G. Gerber, T. Belamri, B. Hutchinson // International Journal for Rotating Machinery. – 2004. – pp. 15–25.
18. Brennen, C.E. Cavitation and Bubble Dynamics / C.E. Brennen. Oxford University Press, 1995.
19. Gerber, A.G. A CFD model for devices operating under extensive cavitation conditions / A.G. Gerber // In International Mechanical Engineering Congress and Exhibit, 2002.
20. Senocak I., Shyy W. Evaluation of cavitation models for Navier–Stokes computations / I. Senocak, W. Shyy // In ASME 2002 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2002.

Shakhsbanov Rizvan Magomedsaidovich

State University – Education–Science–Production Complex
302020, Orel, Naugorskoe shosse, 29
Research worker of department «MIMI»
Ph.: + 7 920 802 12 80
E-mail: rizone12@gmail.com

И.Е. ЛОБАНОВ

ТЕОРИЯ ИНТЕНСИФИЦИРОВАННОГО ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ В КОЛЬЦЕВЫХ КАНАЛАХ С ТУРБУЛИЗАТОРАМИ «ВЫСТУП–КАНАВКА»

В представленной статье была разработана компаундная математическая модель интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ–канавка», основанная на семислойном моделировании турбулентного пограничного слоя в пространстве между турбулизаторами и использовании интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоёв для пространства в канавке. Полученные результаты расчёта в зависимости от вышеуказанных параметров, удовлетворительно согласуются с существующими экспериментальными данными и имеют перед последними неоспоримое преимущество, поскольку допущения, принятые при их выводе, охватывают гораздо более широкий диапазон определяющих параметров, чем ограничения, имеющиеся в экспериментах.

Ключевые слова: моделирование; теплообмен; интенсификация; турбулизатор; компаундный; пограничный слой; математический; модель.

В работах по интенсификации теплообмена [1, 2] отмечается, что при интенсификации теплообмена в кольцевых каналах с помощью накатки внутренней трубы сохраняются все преимущества вышеуказанного метода для продольно омываемых тесных пучков труб.

Следует отметить, что как в кольцевых каналах, так и в пучках накатка в виде кольцевых канавок обеспечивает гораздо более низкий уровень увеличения теплоотдачи, чем внутри труб.

В [1, 2] доказывается, что предельное увеличение теплоотдачи в кольцевом канале с помощью накатки канавок составляет 60%, в то время как в трубах достигает 100% и более.

Одновременно с этим на практике имеют место условия, когда коэффициенты теплоотдачи в межтрубном пространстве аппаратов или кольцевом канале меньше, чем в трубах. Здесь можно достичь заметных эффектов интенсификации теплопередачи только при существенном росте коэффициента теплоотдачи снаружи труб.

В последнем отношении турбулизаторы в форме выступов предпочтительнее канавок, т.к. позволяют увеличить теплоотдачу в кольцевых каналах до 100%, но гидравлические характеристики каналов с турбулизаторами в форме выступов уступают каналам с канавками.

Главный недостаток – трудоёмкость и нетехнологичность изготовления труб с выступами на наружной поверхности и нерешённость проблемы одновременной интенсификации теплообмена внутри труб.

С этой целью была предложена конструкция трубы с накатанными комбинированными турбулизаторами типа «выступ–канавка» [3], фрагментарно показанная на рисунке 1, разработана технология её производства и исследованы её теплогидравлические характеристики [1, 2].

В этих работах делается заключение, что применение вышеуказанных комбинированных турбулизаторов позволяет увеличить теплоотдачу в кольцевых каналах до 50% (и даже несколько больше) по сравнению с накаткой типа «канавка».

При этом оптимальная высота выступов не превышает значения $h_1/d_9=0,04$ (d_9 – эквивалентный диаметр канала), при котором увеличение коэффициента сопротивления составляет $\left(\frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}}\right) \left/ \left(\frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}}\right)\right|_{h_1=0} = 1,7$ (ξ – коэффициент гидравлического сопротивления канала с турбулизаторами; $\xi_{\text{гл}}$ – коэффициент гидравлического сопротивления гладкого канала).

Интегральные теплогидравлические характеристики кольцевых каналов с

комбинированными турбулизаторами при $h/d_9=0,04$ следующие: $\frac{Nu}{Nu_{\text{гл}}} = 2,09$; $\frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}} = 2,5 \div 2,95$ при $Re=10^4 \div 8 \cdot 10^4$ (Nu – число Нуссельта для канала с турбулизаторами; $\xi_{\text{гл}}$ – число Нуссельта для гладкого канала).

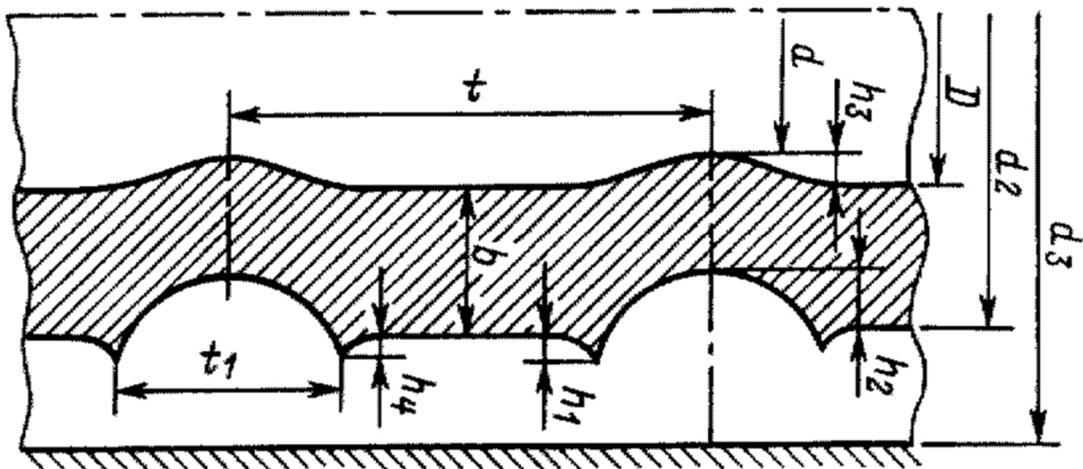


Рисунок 1 – Фрагмент конструкции трубы с накатанными комбинированными турбулизаторами типа «выступ–канавка» [1, 2]

Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ–канавка» вплоть до настоящего времени производилось преимущественно экспериментальным образом [1, 2].

В этих работах были получены соответствующие эмпирические соотношения. Вышеуказанное обуславливает правомерность постановки задачи теоретического исследования вышеуказанного явления.

Ранее теоретическое детерминирование интенсифицированного теплообмена в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторов типа «выступ-канавка» было предпринято в работе [4] на основе интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоёв.

Теория, разработанная в [4], удовлетворительно коррелирует с имеющимся эмпирическим материалом [1, 2], однако в ней используются соответствующие дополнительные допущения [4].

В рамках данного исследования ставится задача математического моделирования интенсифицированного теплообмена в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ–канавка» с применением с применением компаундной семислойной модели турбулентного пограничного слоя, сочетающей основные преимущества как супермногослойных моделей, так и моделей, основанных на интегральных соотношениях для турбулентных пограничных слоёв [4].

Теплообмен и трение в рассматриваемых модельных условиях рассчитываются отдельно для канавки и для пространства между выступами, а затем осредняются.

Предполагается, что пограничные слои между выступами и в канавке развиваются независимо друг от друга.

Данное решение справедливо при явно выраженных отрыве и присоединении турбулентного пограничного слоя, что характерно для т.н. открытых впадин между выступами.

При моделировании теплообмена и гидравлического сопротивления все выступы рассматриваются как выступы одной высоты, т.е. h_1 примерно равно h_4 (рисунок 1).

Сначала необходимо рассмотреть моделирование интенсифицированного теплообмена в канавке.

При расчёте теплообмена в канавке воспользуемся тем же методом, который был

успешно реализован при расчёте теплообмена в каналах с кольцевыми канавками (без выступов) [4].

В рамках данного исследования не будем очень подробно останавливаться собственно на расчёте теплообмена непосредственно в канавке, поскольку этот метод был подробно изложен в [4] для расчёта интенсифицированного теплообмена в круглых трубах, кольцевых каналах и продольно обтекаемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками, а подробно изложим только новые аспекты этой модели.

Предварительно следует отметить, что при моделировании характерным размером для чисел Рейнольдса и Нуссельта является эквивалентный диаметр d_3 .

В работе [4] приводится следующее соотношение для средней теплоотдачи для турбулентного пограничного слоя в канавке, полученное на основе интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоёв:

$$\overline{St} = 0,036 \cdot Re_P^{-0,2} Pr^{-0,75}, \quad (1)$$

где \overline{St} – характерный размер есть периметр поперечного сечения канавки P ;

Re – число Рейнольдса;

Pr – число Прандтля;

St – число Стэнтона.

Чтобы определить число Рейнольдса, входящее в формулу (1), необходимо детерминировать скорость на внешней границе турбулентного пограничного слоя в канавке.

В работе [4] приводятся данные, что скорость на внешней границе пограничного слоя

\overline{w}_∞ в канавке обладает в интересующем нас диапазоне определяющих параметров достаточно высокой консервативностью и её с приемлемой точностью можно принять:

$$\overline{w}_\infty = 0,44 \cdot \overline{w}_x, \quad (2)$$

где \overline{w}_x – среднерасходная скорость.

Осреднённое число Нуссельта в турбулентном пограничном слое в канавке \overline{Nu}_k , полученное на основе интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоёв, определяется следующим соотношением [4]:

$$\overline{Nu}_k = \overline{St} \cdot Re_P^{-0,2} Pr^{-0,75} = 0,036 \cdot Re_P^{0,8} Pr^{0,25}. \quad (3)$$

Средний коэффициент теплоотдачи в канавке равен:

$$\overline{\alpha}_k = \overline{Nu}_k \frac{\lambda}{t_1} = 0,036 Re_P^{0,8} Pr^{0,25} \frac{\lambda}{t_1}, \quad (4)$$

где λ – коэффициент теплопроводности.

Число Рейнольдса для турбулентного пограничного слоя в канавке детерминируется следующим образом:

$$Re_P = \frac{\overline{w}_\infty P}{\nu} = \frac{\overline{w}_x}{\nu} 0,44 \cdot P, \quad (5)$$

где ν – кинематическая вязкость.

Т.к. $Re = \frac{\overline{w}_x d_3}{\nu}$, то:

$$Re_P = \frac{P}{d_3} \cdot 0,44 \cdot Re. \quad (6)$$

После соответствующих подстановок, получим:

$$\overline{Nu}_k = 0,036 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,25} \left(\frac{0,44 \cdot P}{d_3} \right)^{0,8} = 0,01867 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,25} (P/d_3)^{0,8}. \quad (7)$$

Осреднённое значение числа Нуссельта для канавки:

$$\bar{\alpha}_k = \overline{Nu}_k \frac{\lambda}{P}. \quad (8)$$

Периметр P поперечного сечения канавки относительно эквивалентного диаметра d_3 можно вывести, исходя из геометрии канавки (рисунок 1) (для удобства расчётов относительные величины выбирались такими же, как в эмпирических соотношениях для теплообмена и гидравлического сопротивления для комбинированных турбулизаторов типа «выступ–канавка» [1, 2]):

$$\frac{P}{d_3} = \left[\frac{h_2}{d_3} + \frac{1}{4} \left(\frac{h_2}{t_1} \right)^{-1} \right] \arcsin \left\{ \left[\frac{h_2}{t_1} + \frac{1}{4} \left(\frac{h_2}{t_1} \right)^{-1} \right]^{-1} \right\}, \quad (9)$$

$$\text{где параметр } \frac{h_2}{t_1} = \frac{\left(\frac{h_2}{d_3} \right)}{\left(\frac{t_1}{d_3} \right)}.$$

Расчёт теплообмена между выступами в кольцевом канале при применении комбинированных турбулизаторов типа «выступ–канавка» проводится так же, как и для кольцевого канала при отсутствии канавок, т.е. так же, как и в работах [4–6].

Чтобы рассчитать теплообмен в канале с турбулизаторами типа «выступ–канавка», необходимо применить допущение о независимости пограничных слоёв в канавке и на стенке.

Кроме того, необходимо применение следующего допущения: рассматриваются как выступы одной высоты, т.е. h_1 почти равно h_2 (рисунок 1).

Для расчёта интенсифицированного теплообмена между турбулизаторами по вышеуказанной семислойной модели сопротивление трения принимается, как при отсутствии канавок.

Например, интенсифицированные теплообмен и сопротивление трения может быть детерминировано по соответствующим эмпирическим закономерностям для комбинированных турбулизаторов типа «выступ–канавка» при условии, что $h_2=t_1=0$, допустим по эмпирическим соотношениям, приведённым в [1, 2]:

$$\begin{aligned} \frac{\xi}{\xi_{\text{пл}}} &= 0,9 \cdot \left[1 + 440 \left(\frac{h_1}{d_3} \right)^2 \right], \\ \xi_{\text{пл}} &= 0,11 \cdot \left(0,0365 + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\forall \quad Re = 10^4 \div 10^5, \quad \frac{h_1}{d_3} = 0 \div 0,05.$$

Средний коэффициент теплоотдачи между выступами равен:

$$\overline{\alpha}_c = \overline{Nu}_c \frac{\lambda}{t - t_1}. \quad (11)$$

Осреднённый теплообмен в кольцевом канале при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ–канавка» будет равен:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{t} [\bar{\alpha}_c (t - t_1) + \bar{\alpha}_k P] = \bar{\alpha}_c \left(1 - \frac{t_1}{t} \right) + \bar{\alpha}_k \frac{P}{t}. \quad (12)$$

Осреднённое число Нуссельта для всего канала

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}_c \left(1 - \frac{t_1}{t} \right) + \overline{Nu}_k \frac{d_3}{t} = \overline{Nu}_c \left(1 - t_1/t \right) + \overline{Nu}_k \left(t/d_3 \right)^{-1}. \quad (13)$$

Главное преимущество представленного в данном исследовании компаундного метода расчёта интенсифицированного теплообмена в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ–канавка» от метода, разработанного в [4], является детерминирование теплообмена в канавке с меньшим числом допущений и расчёт теплообмена между выступами по семислойной схеме потока, которая имеет более широкий диапазон применения.

Расчётные данные по теплообмену в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ–канавка» верифицируются эмпирическими, которые наиболее подробно представлены в [1, 2]:

$$\frac{\xi}{\xi_{\text{пл}}} = 0,9 \left\{ 1 + \left[3,21 \frac{h_2}{d_3} (\lg \text{Re} - 2,27) + 0,09 (\lg \text{Re} - 4,3) \sin \left\langle (1 - 22,44 \frac{h_2}{d_3}) \pi \right\rangle \right] \times \right. \\ \left. \times \left(1,4 - 0,488 \frac{t}{d_3} \right) \right\} \left[1 + 440 \left(\frac{h_1}{d_3} \right)^2 \right], \\ \xi_{\text{пл}} = 0,11 \cdot \left(0,0365 + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (14)$$

$$\forall \text{ Re} = 10^4 \div 10^5, \frac{h_2}{d_3} = 0,0167; \frac{h_1}{d_3} = 0 \div 0,05; \frac{t}{d_3} = 0,41 \div 0,48;$$

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_{\text{пл}}} = 1 + 0,64 \left(1 - 0,274 \frac{t}{d_3} \right) \left[1 - e^{-35,8 \frac{h_2}{d_3}} \right] \begin{cases} 0,9 + 224 \left(\frac{h_1}{d_3} \right)^{1,55} & \forall \frac{h_1}{d_3} \leq 0,04 \\ 2,24 & \forall \frac{h_1}{d_3} > 0,04 \end{cases}, \\ \text{Nu}_{\text{пл}} = 0,016 \cdot \text{Re}^{0,8} R_1^{0,16} \times \begin{cases} 1 + 1,75 \cdot \left(\frac{1/R_1 - 5}{\text{Re}} \right)^{0,6} & \forall R_1 < 0,2 \\ 1 & \forall R_1 > 0,2 \end{cases}, \quad (15)$$

$$\forall \text{ Re} = 10^4 \div 10^5; \frac{h_2}{d_3} = 0,0167; \frac{h_1}{d_3} = 0 \div 0,05; \frac{t}{d_3} = 0,41 \div 0,48.$$

Анализ полученных теоретически данных по интенсифицированному теплообмену для кольцевого канала с односторонними комбинированными турбулизаторами типа «выступ–канавка» показывает, что они удовлетворительно коррелируют с имеющимися экспериментальными данными.

В качестве иллюстрации на рисунке 2 приведено сравнение расчётных данных по интенсифицированному теплообмену в кольцевых каналах при применении комбинированных турбулизаторов типа «выступ–канавка», полученных по семислойной схеме, с эмпирическими данными, полученными по формуле (15) [1, 2] при $\text{Pr}=0,72$; $R_1=0,738$; $h_1/d_3=0,03$; $h_2/d_3=0,135$; $t/d_3=1,023$; $h_2/t_1=0,307$; $t_1/t=0,431$; $t_1/d_3=0,44$ в зависимости от числа Рейнольдса $\text{Re}=10^4 \div 10^5$. Как видно из рисунка 2, соответствие между расчётными и экспериментальными данными хорошее.

Ранее отмечалось, что оптимальное значение высоты выступов в комбинированных турбулизаторах типа «выступ–канавка» в эксперименте, приведённом в [1, 2], составляет порядка $h_1/d_3=0,04$. В данном случае интегральные теплогидравлические характеристики кольцевых каналов с комбинированными турбулизаторами типа «выступ–канавка» следующие $(\text{Nu}/\text{Nu}_{\text{пл}})_3 = 2,09$; $(\xi/\xi_{\text{пл}})_3 = 2,5 \div 2,95$ при $\text{Re}=10^4 \div 8 \cdot 10^4$.

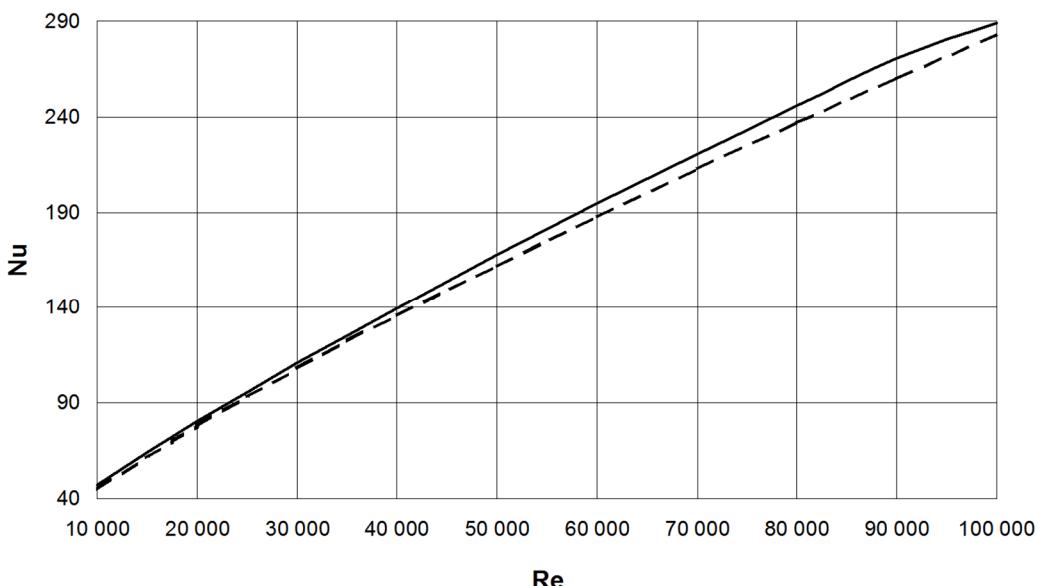


Рисунок 2 – Сравнение расчетных данных по интенсифицированному теплообмену в кольцевых каналах при применении комбинированных турбулизаторов типа «выступ–канавка», полученных по семислойной схеме (сплошная линия), с эмпирическими данными [1, 2] (пунктир) при $Pr=0,72$; $R_t=0,738$; $h_1/d_1=0,03$; $h_2/d_2=0,135$; $t/d_1=1,023$; $h_2/t_1=0,307$; $t_1/t=0,431$; $t_1/d_1=0,44$ при $Re=10^4 \div 10^5$

Расчёт по разработанной в данном исследовании компаундной модели, основанной на семислойной модели турбулентного пограничного слоя в пространстве между турбулизаторами и интегральных соотношениях для турбулентных пограничных слоёв для пространства в канавке даёт значение интенсифицированного относительного теплообмена $(Nu/Nu_{\text{пл}})_T = 2,06$, что фактически полностью соответствует эксперименту [1, 2].

В представленном исследовании была разработана компаундная математическая модель интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в кольцевых каналах при односторонних комбинированных турбулизаторах типа «выступ–канавка», основанная на семислойном моделировании турбулентного пограничного слоя в пространстве между турбулизаторами и использовании интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоёв для пространства в канавке.

Получены аналитические решения задачи об интенсифицированном теплообмене данного вида в зависимости от геометрических параметров канала и режимов течения теплоносителя.

Вышеупомянутые решения выгодно отличаются от существующих [4], поскольку имеют более широкую общность, а также получены с применением меньшего числа допущений.

Полученные результаты расчёта в зависимости от вышеуказанных параметров, удовлетворительно согласуются с существующими экспериментальными данными и имеют перед последними неоспоримое преимущество, поскольку допущения, принятые при их выводе, охватывают гораздо более широкий диапазон определяющих параметров, чем ограничения, имеющиеся в экспериментах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калинин, Э.К. Эффективные поверхности теплообмена / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, И.З. Копп и др. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 408 с.
2. Калинин, Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо. – М.: Машиностроение, 1990. – 208 с.
3. А.с. 1374029 СССР, МПК F28 F1/42. Теплообменная труба / Игнатьев М.П., Ярхо С.А., Дрейцер Г.А., Кирпичников Ф.П. (СССР). – 3350585/25-08; заявлено 23.11.86; опубл. 30.03.88, Бюл. 6. – С. 2.
4. Лобанов, И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: Дис. ... докт. техн. наук. – М., 2005. – 632 с.

5. Дрейцер, Г.А. Моделирование теплообмена в кольцевых каналах с турбулизаторами с помощью семислойной модели турбулентного пограничного слоя / Г.А. Дрейцер, И.Е. Лобанов// Доклады Академии Наук. – 2005. – Т. 402. – № 2. – С. 184–188.

6. Лобанов, И.Е. Моделирование теплообмена в кольцевых каналах с турбулизаторами с помощью семислойной модели турбулентного пограничного слоя / И.Е. Лобанов // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Труды XV Школы–семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. – М.: МЭИ. – 2005. – Т. 1. – С. 103–106.

Лобанов Игорь Евгеньевич

Московский Авиационный институт (государственный технический университет), г. Москва
Доктор технических наук, ведущий научный сотрудник ПНИЛ–204

Тел. (495)489–17–58

E-mail: lloobbaannooff@live.ru

I.E. LOBANOV

THEORY INTENSIFIED HEAT EXCHANGE IN TURBULENT FLOW ANNULAR CHANNELS WITH TURBULATORS «LIP–GROOVE»

In the present paper has been developed a mathematical model of compound intensified heat transfer for turbulent flow in annular channels with one-sided combined turbulators such as «lip–groove», based on the seven-layer simulation of a turbulent boundary layer in the space between the vortex generators and the use of integral equations for turbulent boundary layers for the space in the groove. The obtained results of calculations based on the above parameters are in good agreement with existing experimental data and have a distinct advantage over the latter, as the assumptions made in deriving them, cover a much broader range of governing parameters than the limits available in the experiments.

Keywords: modeling; heat; intensification; the vortex; compounding; boundary layer; mathematics; model.

BIBLIOGRAPHY

1. Kalinin, E.K. Effektivnyye poverkhnosti teploobmena / E.K. Kalinin, G.A. Dreytser, I.Z. Kopp i dr. – M.: Energoatomizdat, 1998. – 408 s.
2. Kalinin, E.K. Intensifikatsiya teploobmena v kanalakh / E.K. Kalinin, G.A. Dreytser, S.A. Yarkho. – M.: Mashinostroyeniye, 1990. – 208 s.
3. A.s. 1374029 СССР, МРК F28 F1/42. Teploobmennaya truba / Ignatyev M.P., Yarkho S.A., Dreytser G.A., Kirpichnikov F.P. (СССР). – 3350585/25–08; zayavleno 23.11.86; opubl. 30.03.88, Byul. 6. – S. 2.
4. Lobanov, I.Ye. Matematicheskoye modelirovaniye intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v kanalakh: Dis. ... dokt. tekhn. nauk. – M., 2005. – 632 s.
5. Dreytser, G.A. Modelirovaniye teploobmena v koltsevyykh kanalakh s turbulizatorami s pomoshchyu semisloynoy modeli turbulentnogo pogranichnogo sloya / G.A. Dreytser, I.Ye. Lobanov// Doklady Akademii Nauk. – 2005. – Т. 402. – № 2. – С. 184–188.
6. Lobanov, I.Ye. Modelirovaniye teploobmena v koltsevyykh kanalakh s turbulizatorami s pomoshchyu semisloynoy modeli turbulentnogo pogranichnogo sloya / I.Ye. Lobanov // Problemy gazodinamiki i tepломассообмена в энергетических установках: Труды XV Школы–семинара молодых учёных и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. – М.: МЭИ. – 2005. – Т. 1. – С. 103–106.

Lobanov Igor Eugenievich

Moscow Aviation Institute (state technical university), Moscow

Doctor of technical science. leading research assistant of fundamental scientific research laboratory PNIL – 204

Tel. 495–489–17–58

E-mail: lloobbaannooff@live.ru

А.Ю. КОРНЕЕВ, А.В. СЫТИН, ЛИ ШЕНБО

ФУНКЦИЯ ЗАЗОРА В КОНИЧЕСКИХ ЛЕПЕСТКОВЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ

Рассмотрен вопрос определения функции зазора в конических лепестковых газодинамических подшипниках с учетом перекоса вала. Представлены расчетные схемы конических подшипников различной геометрии.

Ключевые слова: функция зазора, поле давлений, уравнение Рейнольдса, конический лепестковый подшипник, газодинамический подшипник, многоклиновый подшипник.

Опоры роторов высокоскоростных турбомашин являются наиболее ответственными деталями, определяющими надежность всей конструкции. Повышение надежности конструкции осуществляется за счет уменьшения количества используемых в системе деталей. Благодаря способности к восприятию совокупности одновременно действующих радиальных и осевых нагрузок в любой их комбинации с учетом угла конусности конические подшипники, заменяя собой опорные узлы из одновременно установленных цилиндрических и упорных подшипников, оптимально подходят для применения в большинстве областей промышленности [1, 2]. Однако, одним из недостатков классических конических гидро(газо)динамических опор является их ограниченная виброустойчивость. Решение может быть найдено в замене гладкой опорной поверхности на многоклиновую, что позволяет существенно изменить характеристики опоры: снижается несущая способность, но при этом возрастает устойчивость движения вала благодаря возникновению дополнительных гидродинамических клиньев в ненагруженной зоне. При правильно подобранном давлении подачи смазочного материала и геометрических характеристиках конические многоклиновые подшипники способны почти полностью подавлять вихрь и биение роторов высокоскоростных турбомашин [2].

В настоящее время в промышленности все большее распространение приобретают подшипники с так называемой упругой поверхностью, способные обеспечить максимальное подавление вихрей и биений [2]. Наиболее перспективными из данного типа опор являются лепестковые подшипники, в которых за счет деформации и дополнительного трения упругих поверхностей происходит диссиляция энергии колебаний. При этом при всем многообразии конструкций лепестковых газодинамических подшипников лишь единицы представляют широкий класс радиально-упорных подшипников скольжения – конические опоры. Это связано в первую очередь с относительной сложностью изготовления, а также отсутствием теории расчета конических лепестковых газодинамических подшипников (ГДП), представленных в современной литературе лишь несколькими запатентованными конструкциями. Учитывая отсутствие методик расчета данных опор, и появляется необходимость в дополнительной разработке методов расчета и исследования конических лепестковых ГДП. Одним из начальных этапов расчета опор скольжения является расчет геометрии опорного узла. В представленной работе авторами предложена методика расчета геометрии, а именно функции зазора, конических лепестковых газодинамических подшипников.

Особенность конструкции конического лепесткового ГДП (рисунок 1) состоит в том, что через разделяющий движущиеся поверхности смазочный слой происходит передача усилия от одной криволинейной поверхности к другой. Упругие поверхности лепестков, образующие конструкцию внахлест, деформируются под действием газодинамического давления. Деформации пропорциональны величинам и распределению давлений, т. е. повторяют эпюру давления.

Для лепестковых подшипников с газовой смазкой податливость элементов является необходимым условием работы, причем упругие деформации элементов могут иметь тот же порядок величины, что и толщина смазочной пленки. Конструкции конических лепестковых подшипников могут иметь несколько слоев опирающихся друг на друга упругих элементов

Моделирование технологических процессов

(рисунок 1), что делает невозможным применение упрощенных моделей с постоянными коэффициентами и приводит к разбиению упругой поверхности на составляющие части, описываемые уравнениями теории упругости.

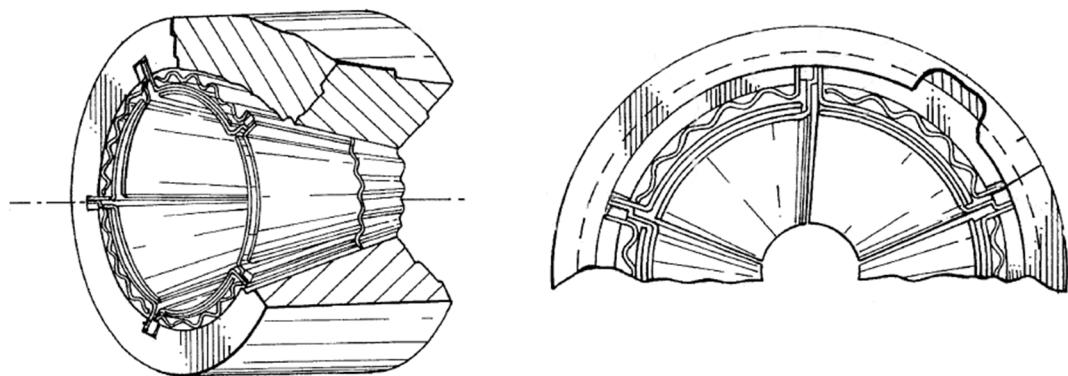


Рисунок 1 – Конический лепестковый ГДП [3]

Расчет статических характеристик подшипников скольжения, таких как несущая способность (грузоподъемность), потери на трение в слое смазки и расход, предполагает определение функции распределения давлений по опорной поверхности подшипника [1, 2]. Решение задачи гидродинамики для нахождения поля давлений в смазочном слое основано на совместном решении уравнений, отражающих три фундаментальных закона сохранения: массы, импульса и энергии. Для описания течения вязкой сжимаемой жидкости используется система уравнений в частных производных: уравнение неразрывности, уравнение количества движения (уравнения Навье–Стокса) и уравнения энергии, а также уравнения теплофизических параметров, которые замыкают систему дифференциальных уравнений [1, 2]. При совместном решении уравнений газодинамики, теплофизики и теории упругости (рисунок 2) связующим звеном является функция радиального зазора.

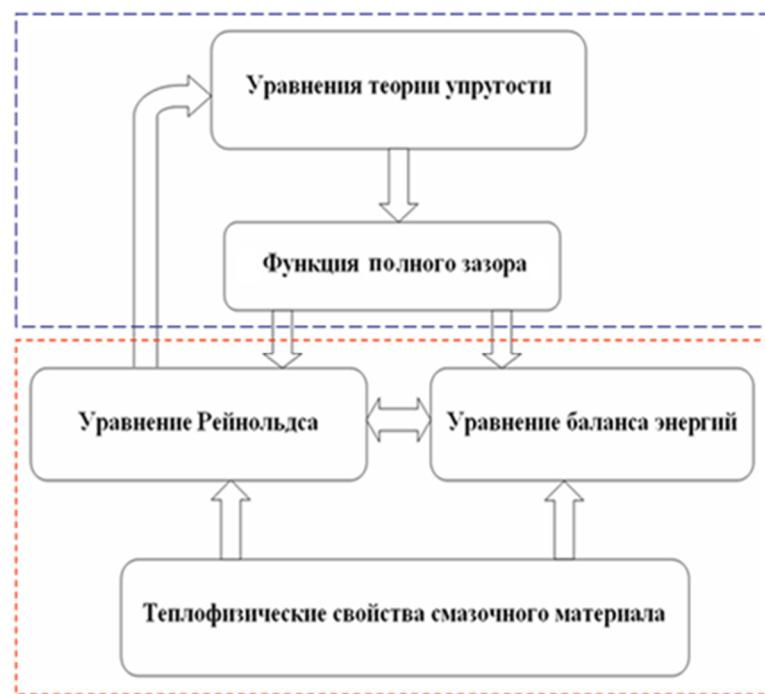


Рисунок 2 – Блок-схема решения комплексной задачи расчета полей давлений в смазочном слое подшипника

Для моделирования функции зазора конических лепестковых газодинамических подшипников обратимся к уже известным конструкциям с жесткой рабочей поверхностью. По принципу создания несущей способности опоры скольжения, в том числе и конические,

подразделяются на две большие группы: гидро(газо)динамические и гидро(газо)статические подшипники, конструктивно представляющие собой жестко установленную в корпусе втулку. В первом типе подшипников подача смазочного материала осуществляется с одного из торцов, тогда как во втором типе нагнетание происходит через дроссельные устройства.

Существенное влияние на распределение давления в смазочном слое оказывает его толщина h , входящая в уравнение Рейнольдса и являющаяся функцией положения центра цапфы и угловой координаты. Функцию зазора определяем из рассмотрения геометрии опорного узла [2, 4–8]. Для случая эксцентричного положения цапфы ротора в классическом коническом подшипнике скольжения при отсутствии перекоса оси ротора относительно оси подшипника функция зазора h не зависит от координаты r и является только функцией окружной координаты ϕ . Определение функции $h(\phi)$ осуществляется вначале в плоскости XOY (рисунок 3), где функция радиального зазора h_{XY} выглядит следующим образом [2]:

$$h_{XY} = h_{0_{XY}} - X \sin \beta - Y \cos \beta, \quad (1)$$

где $h_{0_{XY}}$ – средний радиальный зазор в плоскости XOY , β – угловая координата.

Поскольку функция $h(\phi)$ без учета перемещений в осевом направлении определяется как: $h(\phi) = h_{XY} \cos(\alpha/2)$, то можно записать:

$$h(\phi) = h_{0_{XY}} \cos(\alpha/2) - (X \sin \beta + Y \cos \beta) \cos(\alpha/2). \quad (2)$$

С учетом среднего зазора h_0 , определяемого как: $h_0 = h_{0_{XY}} \cos(\alpha/2)$, и осевого перемещения e_Z цапфы вала функция зазора определяется:

– в декартовой системе координат –

$$h(\phi) = h_0 - (X \sin \beta + Y \cos \beta) \cos(\alpha/2) + Z \sin(\alpha/2), \quad (3)$$

– в цилиндрической системе координат –

$$h(\phi) = h_0 - e_p \cos(\beta - \phi_0) \cos(\alpha/2) + e_o \sin(\alpha/2). \quad (4)$$

При этом накладываются следующие ограничения:

$$e_p = \sqrt{e_X^2 + e_Y^2} < h_{0_{XY}}, \quad e_o > Z_{\min} = -h_0 / \sin(\alpha/2), \quad (5)$$

где соответствующие эксцентриситеты равны: $e_X = X, e_Y = Y, e_o = e_Z = Z$.

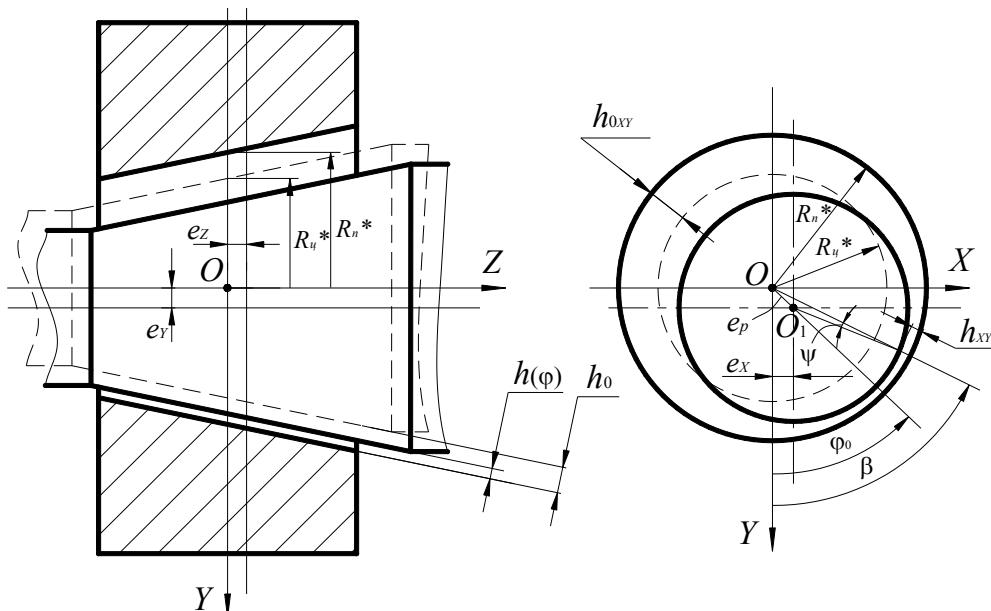


Рисунок 3 – Расчетная схема для определения функции зазора без учета перекоса оси ротора относительно оси подшипника

При наличии перекоса оси ротора относительно оси конического подшипника зазор является функцией двух переменных координат r и ϕ и представляется следующим образом (рисунок 4) [2]:

$$h(r, \phi) = h_0 - (X \sin \beta + Y \cos \beta) \cos(\alpha/2) + Z \sin(\alpha/2) - (r - r_1) \tan \gamma, \quad (6)$$

где угловая β и осевая r_1 координаты определяются как: $\beta = \phi / \sin(\alpha/2)$; $r_1 = R_1 / \sin(\alpha/2)$.

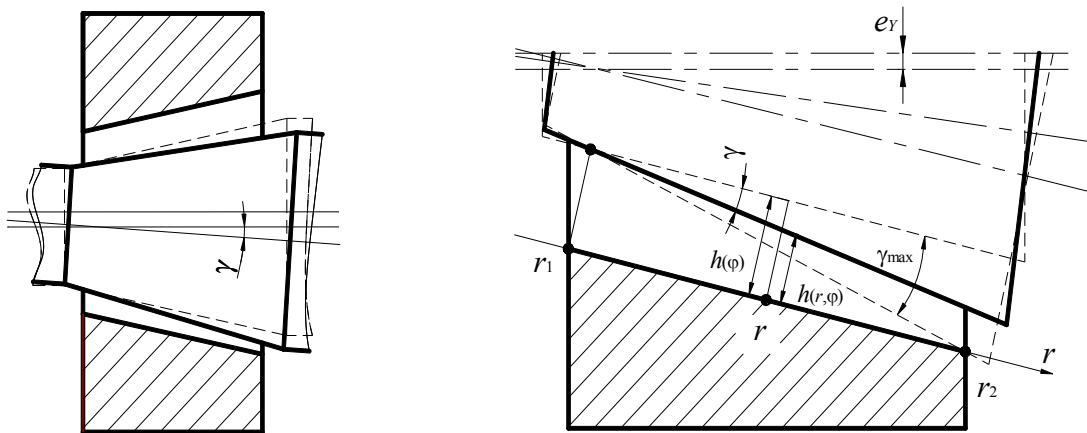


Рисунок 4 – Расчетная схема для определения функции зазора с учетом перекоса оси ротора относительно оси подшипника

На функцию полного зазора $h(r, \phi)$, помимо ограничений (5), накладывается дополнительное ограничение, заключающееся в том, что угол перекоса γ оси ротора относительно оси подшипника не должен превышать максимального угла перекоса: $\gamma < \gamma_{\max}$.

Конструктивным и расчетным прототипом конического лепесткового подшипника является конический многоклиновый гидро(газо)динамический подшипник (рисунок 5), развертка опорной поверхности которого представляет собой трапециoidalную область, разделенную в окружном направлении на N_s равных участков (клиньев или сегментов), что позволяет, помимо повышения виброустойчивости, воспринимать и значительные осевые нагрузки, возникающие в современных высокоскоростных турбомашинах [4 – 8].

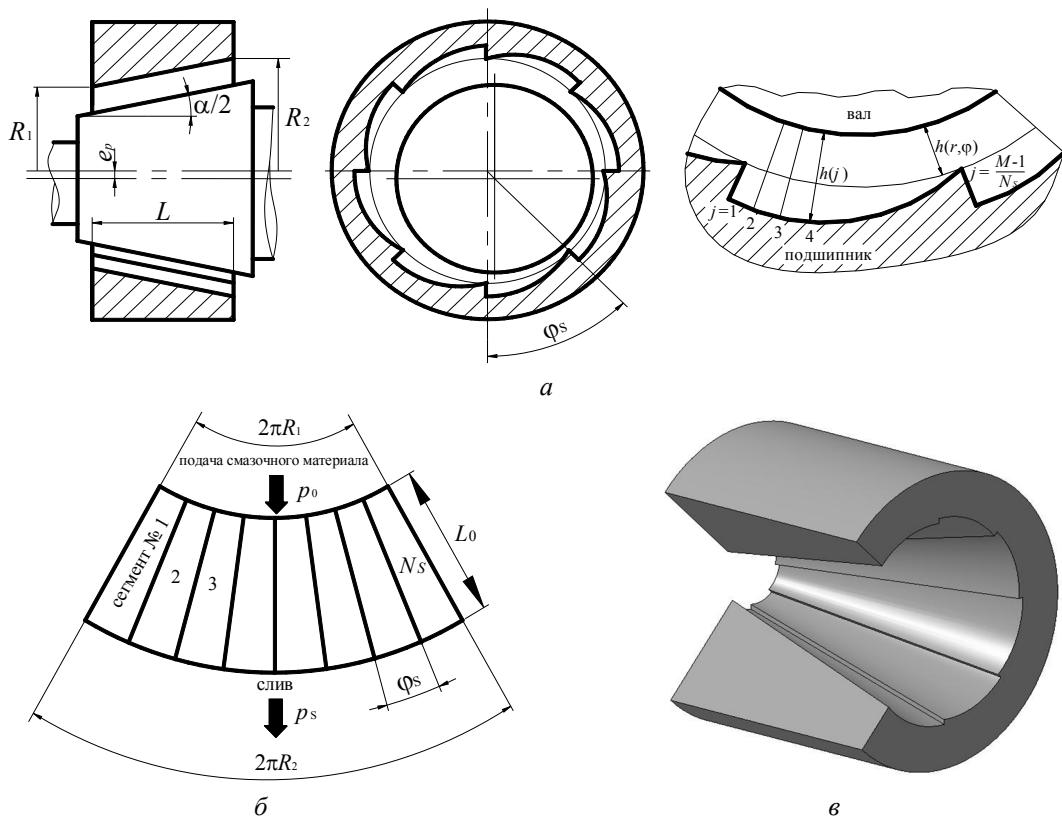


Рисунок 5 – Конический многоклиновый гидро(газо)динамический подшипник:
а) расчетная схема; б) развертка опорной поверхности; в) 3D-модель

В многоклиновом подшипнике зазор между опорными поверхностями представляется в виде двух составляющих [4 – 8]:

$$h = h(r, \varphi) + h_s, \quad (7)$$

где $h(r, \varphi)$ – функция зазора между валом и конической поверхностью, вписанной по выступам клиньев, определяется согласно зависимости (6);

h_s – функция зазора вдоль поверхности сегмента, определяемая его геометрией в окружном направлении.

Образмеренная функция зазора \bar{h}_s для клиньев может быть линейной, но в общем случае представляет собой зависимость вида:

$$\bar{h}_s = \frac{2}{1 + \cos(n\varphi_s - \varphi)} - 1, \text{ при } \varphi \geq (n-1)\varphi_s,$$

где n – номер сегмента ($n = 1; \dots; N_s$);

φ_s – угол развертки одного сегмента, определяемый соотношением: $\varphi_s = 2\pi \sin(\alpha/2)/N_s$.

Переход к размерной форме осуществляется путем умножения функции \bar{h}_s на величину среднего зазора h_0 :

$$h_s = \left(\frac{2}{1 + \cos(n\varphi_s - \varphi)} - 1 \right) h_0 = \frac{1 - \cos(n\varphi_s - \varphi)}{1 + \cos(n\varphi_s - \varphi)} h_0. \quad (8)$$

Подставив формулы (6) и (8) в выражение (7) и преобразовав, можно записать функцию зазора в коническом многоклиновом подшипнике в виде:

$$h = \frac{2h_0}{1 + \cos(n\varphi_s - \varphi)} - [X \sin \beta + Y \cos \beta] \cos(\alpha/2) + Z \sin(\alpha/2) - (r - r_i) \operatorname{tg} \gamma. \quad (9)$$

Для случая эксцентричного положения цапфы в коническом лепестковом газодинамическом подшипнике функция зазора будет включать в себя уже три составляющие (помимо функции зазора между валом и конической поверхностью $h(r, \varphi)$ и функции зазора вдоль поверхности сегмента h_s добавляется упругий прогиб лепестка) и с учетом выражения (7) выглядит следующим образом:

$$h = h(r, \varphi) + h_s + w, \quad (10)$$

где $w = f(r, \varphi)$ – функция прогиба лепестка (рисунок 6, а).

Каждый лепесток описывается тонкой незамкнутой конической оболочкой (рисунок 6, б) [9], а конструктивные особенности, такие как укладка лепестков внахлест, или многослойные конструкции описываются соответствующими выражениями совместных деформаций и граничными условиями. Наиболее широкое применение конические оболочки находят в авиационной технике и машиностроении. Одной из первых работ по исследованию устойчивости конических оболочек была работа Х.М. Муштари [10]. По сравнению с расчетом цилиндрических оболочек исследовать такие конструкции значительно труднее. Это проявляется, прежде всего, в усложнении геометрических соотношений, связывающих перемещения и деформации. Как известно [11, 12], в данном случае исходными уравнениями для исследования могут служить дополненные инерционными членами уравнения теории оболочек в форме Муштари – Власова, которые для конических оболочек представляются в виде:

$$\begin{cases} \frac{1}{12(1-\mu^2)} \nabla^2 \nabla^2 \bar{w} + \frac{\operatorname{ctg}(\alpha/2)}{\bar{r}} \frac{\partial^2 \bar{\sigma}}{\partial \bar{r}^2} = \frac{\bar{l}^2}{E} \left(\rho l^2 \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial t^2} + p \bar{l} \right), \\ \nabla^2 \nabla^2 \bar{f} + \frac{\bar{l}^2 \operatorname{ctg}(\alpha/2)}{\bar{r}} \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial \bar{r}^2} = 0. \end{cases} \quad (11)$$

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial \bar{r}^2} + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial^2}{\partial \varphi_\gamma^2}, \quad \varphi_\gamma = \varphi \sin(\alpha/2), \quad \bar{\sigma} = \frac{\sigma}{E \delta^3}, \quad \bar{r} = \frac{r}{l}, \quad \bar{w} = \frac{w}{l}, \quad \bar{l} = \frac{l}{\delta}$$

где μ – коэффициент Пуассона,

$w = f(r, \varphi)$ – функция нормального прогиба (перпендикулярно образующей оболочки);
 $p = f(r, \varphi)$ – функция газодинамического давления;
 α – угол конусности;
 σ – функция напряжений;
 l – расстояние по образующей от вершины конуса до его основания;
 E – модуль упругости;
 ρ – плотность материала лепестка;
 t – время;
 δ – толщина лепестка.

В рамках поставленной задачи результатом решения системы уравнений (11) является нахождение функции нормального прогиба $w = f(r, \varphi)$, входящей в выражение (10) для определения функции зазора в коническом лепестковом газодинамическом подшипнике. Дальнейшая подстановка функции зазора h в уравнение Рейнольдса для определения функции давления $p = f(r, \varphi)$, входящей в систему уравнений (11) замыкает систему расчета функции зазора в конических лепестковых газодинамических подшипниках.

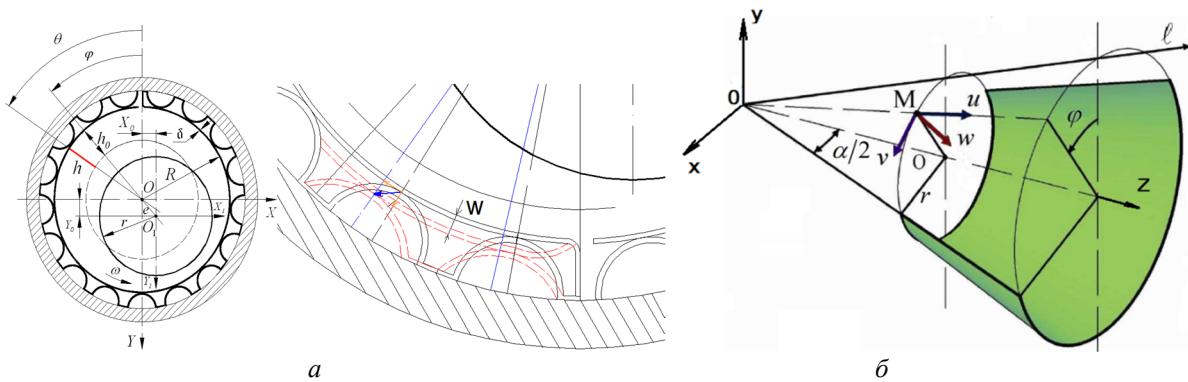


Рисунок 6 – Расчетная схема:

а – для определения функции зазора лепесткового ГДП; б – конической оболочки

С учетом приведенных выше формул можно записать конечную формулу по определению функции полного зазора в коническом лепестковом газодинамическом подшипнике:

$$\begin{aligned}
 h = & \frac{2h_0}{1 + \cos(n\varphi_S - \varphi)} - \left[X \sin\left(\frac{\varphi}{\sin(\alpha/2)}\right) + Y \cos\left(\frac{\varphi}{\sin(\alpha/2)}\right) \right] \cos(\alpha/2) + \\
 & + Z \sin(\alpha/2) - \left(r - \frac{R_1}{\sin(\alpha/2)} \right) \operatorname{tg}\gamma + w.
 \end{aligned} \tag{12}$$

Согласно блок-схеме решения комплексной задачи расчета полей давления в смазочном слое подшипника (рисунок 2) функция зазора является связующим звеном при совместном решении и непосредственной составляющей уравнений газодинамики, теплофизики и теории упругости. Функция зазора определяет в конечном итоге основные рабочие и монтажные зазоры, геометрию конической поверхности и ее упругие деформации под действием сил газодинамического давления. Поэтому функция зазора является одним из важных математических выражений, в котором адекватность выбранной модели, а также точность описания геометрии и упругих составляющих непосредственно влияет на точность расчета системы уравнений.

Статья подготовлена в рамках выполнения проекта № 9.101.2014/К проектной части государственного задания в сфере научной деятельности «Гидродинамические эффекты в напорно-сдвиговых течениях сред сложной реологии в каналах переменной геометрии» (2014 – 2016 гг.), а также поддержана Государственным фондом естественных наук Китая (грант № 51405410).

This project is supported by National Natural Science Foundation of China (Grant No. 51405410).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Савин, Л.А. Моделирование роторных систем с опорами жидкостного трения: монография / Л.А. Савин, О.В. Соломин. – М.: Машиностроение–1, 2006. – 444 с.
2. Корнеев, А.Ю. Конические подшипники жидкостного трения: монография / А.Ю. Корнеев, Л.А. Савин, О.В. Соломин; под общ. ред. Л.А. Савина. – М: Машиностроение–1, 2008. – 172 с.
3. Патент США № 5634723 «Hydrodynamic fluid film bearing», Giridhari L. Agrawal, R&D Dynamics Corporation, 1997.
4. Корнеев, А.Ю. Тенденции применения конических подшипников скольжения / А.Ю. Корнеев, Л.А. Савин, М.М. Ярославцев // Межвузовский сборник научных трудов «Физика, химия и механика трибосистем». Иваново: Ивановский государственный университет. – 2008. – Вып. 7. – С. 98 – 105.
5. Корнеев, А.Ю. Определение функции полного зазора в конических подшипниках скольжения различной геометрической формы / А.Ю. Корнеев, М.М. Ярославцев // Материалы научно–практической конференции «Образование, наука, производство и управление». Старый Оскол. – 2008. – Т. 5. – С. 76 – 81.
6. Sheng–Bo, Li. The determination of the complete gap function in different types of conical bearings / Li Sheng–Bo, A.Yu. Korneev, Jiang Hong–Yuan // Proceedings of the Ninth International Conference on Machine Learning and Cybernetics. Qingdao. – 2010. – Vol. 3. – pp. 1249 – 1251.
7. Корнеев, А.Ю. Расчет статических характеристик конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения / А.Ю. Корнеев, Л.А. Савин, М.М. Ярославцев // Вестник машиностроения. – 2010. – №3. – С. 25 – 29.
8. Korneev, A.Yu. Static characteristics of conical multiple–wedge hydrodynamic liquid–friction bearings / A.Yu. Korneev, L.A. Savin, M.M. Yaroslavtsev // Russian Engineering Research. – 2010. – Vol. 30. – №. 3. – pp. 219–223.
9. Овчаров, А.А. Математическая модель деформирования нелинейно упругих подкрепленных конических оболочек при динамическом нагружении / А.А. Овчаров, И.С. Брылев // Инженерный вестник Дона. – 2014. – Вып. 5. – Т. 29.
10. Муштари, Х.М. Об устойчивости тонкостенных конических оболочек круглого сечения при кручении парами / Х. М. Муштари. – В кн. Сборник научных трудов КАИ. – Казань: Издательство Казанского авиационного института. – 1935. – С. 39–40.
11. Костылев, В.В. К вопросу расчета динамической прочности тонких конических оболочек / В.В. Костылев // Исследования по теории пластин и оболочек. – 1966. – Вып. 4. – С. 336 – 341.
12. Костылев, В.В. Устойчивость круговых конических оболочек под действием динамического внешнего давления / В.В. Костылев // Исследования по теории пластин и оболочек. – 1967. – Вып. 5. – С. 480 – 493.

Корнеев Андрей Юрьевич
ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК»
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Кандидат технических наук, доцент кафедры
«Мехатроника и международный инжиниринг»
Тел. (4862) 41–98–85
E-mail: kornev_andrey@mail.ru

Сытин Антон Валерьевич
ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК»
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Кандидат технических наук, доцент кафедры
«Мехатроника и международный инжиниринг»
Тел. (4862) 41–98–85
E-mail: sytin@mail.ru

Ли Шенбо
Институт машиностроения и автомобилестроения
Сямийского технологического университета
361024, г. Сямий, КНР, округ Джимей,
ул. Лигонг, 600
Кандидат технических наук, доцент кафедры
«Мехатроника»
Тел. +86–133–9599–4920
E-mail: hit4057@xmut.edu.cn

A.Yu. KORNEYEV, A.V. SYTIN, LI SHENGBO

THE CLEARANCE FUNCTION IN THE CONICAL FOIL SELF-ACTING GAS BEARINGS

The subject of clearance function determination in the conical foil self-acting gas bearings under conditions of tilt and rotation is considered. Schemes of conical bearings of different geometry are represented.

Keywords: clearance function, pressure field, Reynolds equation, conical foil bearing, self-acting gas bearing, multiple-wedge bearing

BIBLIOGRAPHY

1. Savin, L.A. Modelirovaniye rotornykh sistem s oporami zhidkostnogo treniya: mo-nografiya / L.A. Savin, O.V. Solomin. – M.: Mashinostroyeniye-1, 2006. – 444 s.
2. Korneyev, A.YU. Konicheskiye podshipniki zhidkostnogo treniya: monografiya / A.YU. Korneyev, L.A. Savin, O.V. Solomin; pod obshch. red. L.A. Savina. – M: Mashinostroyeniye-1, 2008. – 172 s.
3. Patent SSHA № 5634723 «Hydrodynamic fluid film bearing», Giridhari L. Agrawal, R&D Dynamics Corporation, 1997.
4. Korneyev, A.YU. Tendentsii primeneniya konicheskikh podshipnikov skolzheniya / A.YU. Korneyev, L.A. Savin, M.M. Yaroslavtsev // Mezhvuzovskiy sbornik nauchnykh trudov «Fizika, khimiya i mekhanika tribosistem». Ivanovo: Ivanovskiy gosudarstvennyy universitet. – 2008. – Vyp. 7. – S. 98 – 105.
5. Korneyev, A.YU. Opredeleniye funktsii polnogo zazora v konicheskikh podshipnikakh skolzheniya razlichnoy geometricheskoy formy / A.YU. Korneyev, M.M. Yaroslavtsev // Materialy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Obrazovaniye, nauka, proizvodstvo i upravleniye». Staryy Oskol. – 2008. – T. 5. – S. 76 – 81.
6. Sheng-Bo, Li. The determination of the complete gap function in different types of conical bearings / Li Sheng-Bo, A.Yu. Korneev, Jiang Hong-Yuan // Proceedings of the Ninth International Conference on Machine Learning and Cybernetics. Qingdao. – 2010. – Vol. 3. – pp. 1249 – 1251.
7. Korneyev, A.YU. Raschet staticeskikh kharakteristik konicheskikh mnogoklinovykh gidrodinamicheskikh opor zhidkostnogo treniya / A.YU. Korneyev, L.A. Savin, M.M. Yaroslavtsev // Vestnik mashinostroyeniya. – 2010. – №3. – S. 25 – 29.
8. Korneev, A.Yu. Static characteristics of conical multiple-wedge hydrodynamic liquid-friction bearings / A.Yu. Korneev, L.A. Savin, M.M. Yaroslavtsev // Russian Engineering Research. – 2010. – Vol. 30. – №. 3. – pp. 219–223.
9. Ovcharov, A.A. Matematicheskaya model deformirovaniya nelineyno uprugikh podkreplennykh konicheskikh obolochek pri dinamicheskommagrushenii / A.A. Ovcharov, I.S. Brylev // Inzhenernyy vestnik Dona. – 2014. – Vyp. 5. – T. 29.
10. Mushtari, KH.M. Ob ustoychivosti tonkostennykh konicheskikh obolochek kruglogo secheniya pri kruchenii parami / KH. M. Mushtari. – V kn. Sbornik nauchnykh trudov KAI. – Kazan: Izdatelstvo Kazanskogo aviationsnogo instituta. – 1935. – S. 39–40.
11. Kostylev, V.V. K voprosu rascheta dinamicheskoy prochnosti tonkikh konicheskikh obolochek / V.V. Kostylev // Issledovaniya po teorii plastin i obolochek. – 1966. – Vyp. 4. – S. 336 – 341.
12. Kostylev, V.V. Ustoychivost krugovykh konicheskikh obolochek pod deystviyem dinamicheskogo vneshnego davleniya / V.V. Kostylev // Issledovaniya po teorii plastin i obolochek. – 1967. – Vyp. 5. – S. 480 – 493.

Korneev Andrey Yuryevich

State University – Education–Science–Production Complex, Faculty of New Technologies and Production Automation,
candidate of technical sciences, assistant professor of department «Mechatronics and International Engineering»
302020, Orel, Naugorskoe highway, 29
Tel. (4862) 41–98–85
E-mail: korneev_andrey@mail.ru

Sytin Anton Valeryevich

State University – Education–Science–Production Complex, Faculty of New Technologies and Production Automation,
candidate of technical sciences, assistant professor of department «Mechatronics and International Engineering»
302020, Orel, Naugorskoe highway, 29
Tel. (4862) 41–98–85
E-mail: sytin@mail.ru

Li Shengbo

Xiamen University of Technology, School of Mechanical and Automotive Engineering,
candidate of technical sciences, assistant professor of department «Mechatronics»
361024, 600 Ligong Road, Jimei District, Xiamen, China
Tel. +86-133-9599-4920
E-mail: hit4057@xmut.edu.cn

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УСТАНОВИВШИХСЯ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В АСИНХРОННОМ ДВИГАТЕЛЕ

Синтезирована эквивалентная тепловая схема замещения асинхронного двигателя в установившихся режимах работы. Приведена методика расчета тепловых сопротивлений отдельных узлов на основании конструктивных особенностей и геометрических размеров асинхронного двигателя. Показаны результаты моделирования тепловых процессов для двигателя АО–63–4 при различных нагрузках и параметрах питающей напряжения. Установлено, что наибольший перегрев испытывают стержни ротора двигателя АО–63–4.

Ключевые слова: асинхронный двигатель, эквивалентная тепловая схема, перегрев, тепловое сопротивление, мощность потерь.

Температура обмоток асинхронного двигателя влияет на режимы работы электропривода, в частности, изменяет статические механические характеристики, нарушает настройки систем оптимального управления по какому-либо показателю качества. Особенно критичным это является в тяговых электроприводах, где кроме жестких требований по энергетическим и массогабаритным показателям электропривод должен реализовывать заданное тяговое усилие для обеспечения требуемого качества переходного процесса.

Известно, что одной из основных причин старения и разрушения изоляции является повышенный уровень температур обмоток двигателя, причем основную роль играют не средние их значения, а фактические локальные величины температур конкретных частей обмоток машин и прилегающих к ним узлов, зависящие от нагрузки, условий и режима охлаждения.

В работе [1] установлено, что во всем диапазоне изменения скоростей движения электровоза обмотка статора нагревается интенсивнее обмотки ротора. Причем, с увеличением скорости движения электровоза разность между температурой обмотки статора и температурой стержней ротора возрастает. Исследования показали, что статорная обмотка наиболее интенсивно нагревается в пазовой части.

В работе [2] показано, что более интенсивный нагрев происходит в стержнях ротора, в то время как перегрев статора имеет меньшие значения (для машины мощностью 4 кВт превышение температуры стержней ротора над обмоткой статора достигает 18 °C; для машины мощностью 15 кВт – 44 °C при номинальных параметрах питающей сети и нагрузке, близкой к номинальной).

Результаты работы [3] достаточно близко совпадают с результатами работы [2] с точки зрения выявления лимитирующего по нагреву узла электродвигателя.

В работе [4] исследовалось тепловое состояние двигателя АИР100S4 мощностью 3 кВт в номинальном режиме. Установлено, что наибольшую температуру имеют лобовые части обмотки статора, несколько меньше температура пазовой части обмотки статора, что объясняется лучшими условиями отвода тепла.

Аналогичные результаты исследований были получены в работах [5, 6]: температура обмотки статора, уложенной в пазы, обычно на 5–10 °C ниже, чем в лобовых частях со стороны, противоположной вентиляционному люку. Авторами это объясняется хорошей тепловой проводимостью стали статора и ротора (осевая вентиляция через воздушный зазор отводит часть тепла от пазов и зубцов статора, в то время как в радиальном направлении тепло рассеивается через сталь статора и корпуса двигателя).

На протяжении ряда лет наблюдалась тенденция замены существующих изоляционных материалов обмоток тяговых двигателей на изоляционные материалы с более высокими классом нагревостойкости. Были проведены исследования [7], которые показали, что базовый ресурс тягового двигателя с изоляцией классов F и H в зависимости от исполнения может достигать $2,5 \cdot 10^6$ км, что в два раза больше, чем с изоляцией класса B. Однако, как показали результаты эксплуатации, ресурс двигателей с классом изоляции F по сравнению с двигателями с классом изоляции B увеличился не в 2 раза, а на 20...30%. Такое несоответствие между ожидаемым эффектом и результатами эксплуатации свидетельствует о том, что методика ускоренных испытаний изоляции на макетах, которые проводятся для всех изоляционных материалов тяговых двигателей, недостаточно учитывает влияние условий эксплуатации и конструктивные особенности машин.

Обобщая проведенный анализ, необходимо отметить, что, несмотря на относительно большое количество работ в области исследования теплового состояния асинхронного двигателя, это направление не утратило своей актуальности. Для прогнозирования теплового состояния асинхронного двигателя в период его эксплуатации необходима разработка собственной, предназначеннной для конкретного типа электродвигателя, математической модели. Проверка адекватности математической модели должна осуществляться по данным, полученным во время экспериментальных испытаний на исследуемом двигателе, либо его физической модели.

Для возможности расчета и анализа изменения температур в различных узлах асинхронного двигателя авторами была разработана математическая модель установившихся тепловых процессов. Двигатель в ней представлен в виде нелинейного замкнутого теплового объекта, в котором тепловые потоки через пассивные элементы – станину, вал и т. д. – могут перераспределяться между активными узлами машины, потери в которых зависят от их температур. Теплообмен станины с внешней средой в модели определяется условиями свободной конвекции и теплового излучения. Модель базируется на методе эквивалентных тепловых схем, позволяющем определить стационарное распределение температур в выбранном количестве узлов двигателя.

Условия охлаждения на поверхности элементарных узлов задаются с использованием критериальных уравнений вынужденной конвекции, свободной конвекции и теплового излучения [8 – 10].

Полученная нелинейная модель позволяет рассчитать значения локальных температур в 10 элементарных узлах его конструкции (рисунок 1), включая и температуры теплоносителя на входном участке воздушного потока. Тепловые процессы в ней для каждого узла определяются уравнениями теплового баланса, теплопередачи к охлаждающему воздуху и теплопроводности к соседним узлам.

Для математического описания процессов передачи тепла в асинхронном двигателе приняты следующие допущения:

- основные конструктивные узлы асинхронной машины представляют собой ту или иную модификацию цилиндрической формы;
- тепловые потоки в радиальном и осевом направлении независимы друг от друга;
- тепловые потоки в радиальном и осевом направлениях определяют некое среднее значение температуры цилиндрического элемента;
- отсутствуют круговые тепловые потоки;
- равномерность распределения тепловыделений.

С использованием этих допущений разработаны две независимые тепловые модели цилиндрических тел, отображающие значения трех температур каждая. Одна модель представляет собой решение уравнений теплопроводности в радиальном, другая – в осевом направлениях. В каждой модели потенциалы двух узлов представляют собой эквивалент температуры на соответствующей поверхности, а потенциал третьей точки представляет собой среднее значение всего цилиндрического элемента. Источник тепловыделений введен в точку схемы, потенциал которой эквивалентен средней температуре. Для вычисления тепловых сопротивлений модели необходимо иметь информацию о геометрических размерах цилиндрического элемента, а также значения теплопроводностей λ_o и λ_a в осевом и радиальном направлениях соответственно.

В качестве примера приведем расчет тепловых сопротивлений эквивалентной тепловой схемы замещения сердечника (рисунок 2) и обмотки статора (рисунок 3).

Осевое сопротивление между ярмом статора и воздухом у подшипниковых крышек (рисунок 2):

$$R_3 = \frac{l}{6\pi\lambda_{lo}(r_{nap}^2 - r_{bh}^2)}.$$

Собственное радиальное сопротивление ярма (рисунок 2):

$$R_4 = \frac{1}{4\pi(r_{nap}^2 - r_{bh}^2)\lambda_{lp}ls} \left(\frac{4r_{nap}^2 r_{bh}^2 \ln(r_{nap}/r_{bh})}{r_{nap}^2 - r_{bh}^2} - r_{nap}^2 - r_{bh}^2 \right).$$

Радиальное сопротивление между ярмом статора и корпусом (рисунок 2):

$$R_5 = \frac{1}{2\pi\lambda_{lp}ls} \left(1 - \frac{2r_{bh}^2 \ln(r_{nap}/r_{bh})}{r_{nap}^2 - r_{bh}^2} \right).$$

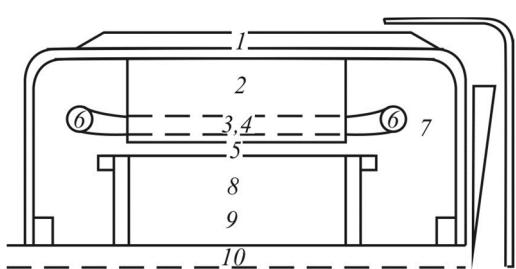


Рисунок 1 – Эскиз асинхронного двигателя:
1 – корпус, 2 – сердечник статора, 3 – зубцы статора, 4 – обмотка статора, 5 – воздушный зазор, 6 – лобовая часть обмотки статора, 7 – воздух у подшипниковых крышек, 8 – стержни ротора, 9 – сердечник ротора, 10 – вал

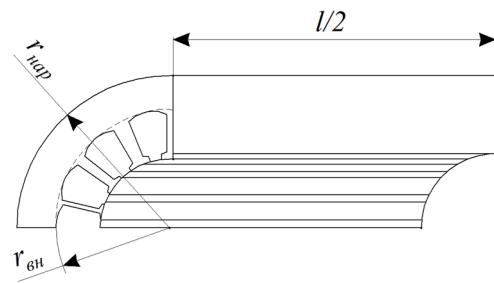


Рисунок 2 – Эскиз сердечника статора (а) и его эквивалентная тепловая схема (б)

Радиальное сопротивление между ярмом и зубцами статора (рисунок 2):

$$R_6 = \frac{1}{2\pi\lambda_{lp}ls} \left(\frac{2r_{nap}^2 \ln(r_{nap}/r_{bh})}{r_{nap}^2 - r_{bh}^2} - 1 \right).$$

где λ_{lp} , λ_{ls} – коэффициенты теплопроводности шихтованных листов сердечника в осевом и радиальном направлениях соответственно;

r_{nap} – наружный радиус статора;

r_{bh} – наружный радиус зубцов статора;

l – длина сердечника статора.

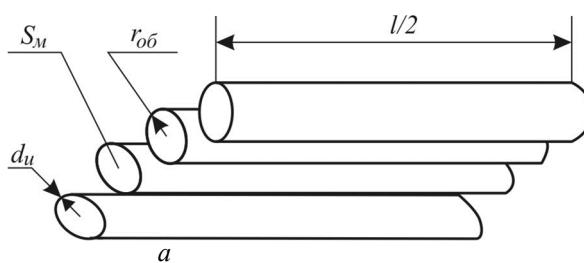


Рисунок 3 – Эскиз обмотки статора (а) и ее эквивалентная тепловая схема (б)

Радиальное сопротивление между ярмом и статором (рисунок 3):

$$R_{12} = \frac{2d_u}{\pi\lambda_u lr_{ob}n} + \frac{1}{2\pi\lambda_u lFn}.$$

Осевое сопротивление между пазовой и лобовой частями обмотки статора (рисунок 3):

$$R_{13} = \frac{l}{6\lambda_m S_m n}.$$

Радиальное сопротивление между пазовой частью обмотки и сердечником статора (рисунок 3):

$$R_{14} = \frac{4d_u}{\pi\lambda_u lr_{ob}n} + \frac{1}{\pi\lambda_u lFn}.$$

Радиальное сопротивление между пазовой частью обмотки статора и воздушным зазором (рисунок 3):

$$R_{15} = \frac{1}{\pi\lambda_u lFn}.$$

где r_4 – эквивалентный радиус обмотки;

d_u – толщина изоляции;

S_m – площадь поперечного сечения меди в пазе;

F – коэффициент теплопроводности в радиальном направлении;

λ_u – теплопроводность паза;

λ_l – теплопроводность лака;

n – количество проводников в пазу.

Аналогично рассчитаны тепловые сопротивления остальных элементов и узлов асинхронного двигателя. Полная синтезированная эквивалентная тепловая схема замещения асинхронного двигателя показана на рисунке 4. Подстрочными индексами обозначены номера элементов (рисунок 1), сопротивлением тепловому потоку между которыми является R .

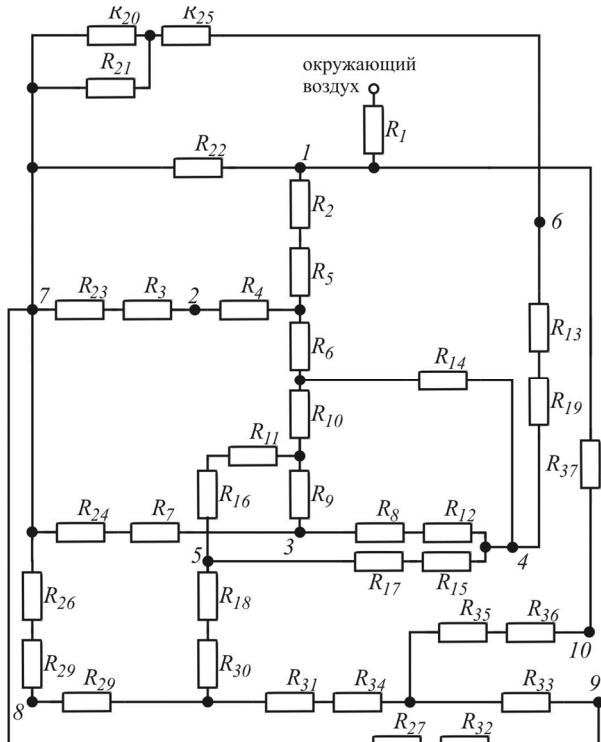


Рисунок 4 – Эквивалентная тепловая схема замещения асинхронного двигателя

В качестве исследуемого двигателя выбран двигатель АО-63-4 мощностью 14 кВт. Выбор данного двигателя обусловлен тем, что им снабжена комплексная физическая модель тягового электропривода с асинхронными двигателями [12]. В работе [12] показана адекватность физического моделирования тягового двигателя двигателем мощностью 14 кВт.

Результаты расчета мощности потерь приведены в таблице 1. Расчет мощности проведен для закона управления $u_s/f_s = \text{const}$, где u_s – напряжение обмотки статора, f_s – частота тока статора. В качестве исследуемых режимов работы выбраны режимы, наиболее тяжелые с точки зрения тепловой нагрузки, т.е. соответствующие наибольшим моментам сопротивления.

Таблица 1 - Результаты расчета мощности потерь.

№	f_s^*	u_s^*	ω^*	M^*	V_{ob}^*	ΔP_2 , Вт	ΔP_3 , Вт	ΔP_4 , Вт	ΔP_6 , Вт	ΔP_8 , Вт	ΔP_9 , Вт
1	1	1	0,9	1	1	90,1	150,4	310,8	305,1	460,1	21,9
2	1	1	0,86	1,5	1	87,5	149,7	485,1	473,9	721,8	35,8
3	0,5	0,5	0,43	1	0,45	50,4	106,7	322,7	323,8	483,9	17,9
4	0,25	0,25	0,24	1	0,2	39,75	72,2	323,6	336,3	512,7	9,9

В таблице 1 приняты обозначения: $u_s^* = u_s/u_{s\text{ nom}}$, $f_s^* = f_s/f_{s\text{ nom}}$ – относительные значения напряжения и частоты тока статора, $\omega^* = \omega/\omega_{0\text{nom}}$, $M^* = M/M_{\text{ном}}$ – относительные значения частоты вращения вала ротора и момента, $V_{ob}^* = V_{ob}/V_{ob\text{ nom}}$ – относительная скорость охлаждающего воздуха, индексом «ном» обозначены номинальные значения соответствующих величин; $\omega_{0\text{nom}}$ – частота вращения магнитного поля статора при $f_s^* = 1$. Значения частоты f_s^* выбраны согласно значениям частоты тока дизель-генераторной установки маневрового тепловоза на различных позициях контроллера машиниста, значения V_{ob}^* выбраны согласно расходу воздуха, охлаждающего тяговые двигатели маневрового тепловоза, на различных позициях контроллера машиниста.

Результаты расчета перегрева узлов двигателя АО-63-4 приведены в таблице 2.

Рассчитанные значения перегрева (таблица 2) показали высокую сходимость с результатами экспериментальных исследований (датчики температуры, установленные в двигателе, позволяют измерять температуру корпуса 1, сердечника статора 2, лобовой части обмотки статора 6, сердечника ротора 9) [12], что говорит о корректности проведенного расчета.

Активными с точки зрения тепловыделений являются сердечник статора 2, зубцы статора 3, обмотка статора 4, лобовая часть обмотки статора 6, стержни ротора 8 и сердечник ротора 9. Определение мощности греющих потерь в различных узлах на основании эквивалентной схемы замещения, соответствующей электромеханическим и электромагнитным процессам в асинхронном двигателе, приведено на основании результатов работы [11]. При определении мощности потерь учтены явления насыщения по главному магнитному пути, эффект вытеснения тока ротора, а также нелинейная зависимость потерь в стали от частоты тока статора.

В результате синтеза эквивалентной тепловой схемы замещения было получено уравнение теплового равновесия:

$$\Theta = G^{-1}P,$$

где Θ – матрица перегрева отдельных узлов двигателя, G – матрица теплопроводностей между узлами (обратно пропорционально тепловым сопротивлениям), P – матрица мощностей греющих потерь. Матрица G имеет размерность [10x10], матрицы Θ и P – [10x1].

Таблица 2 - Результаты расчета перегрева узлов двигателя АО-63-4.

№	$\theta_1, ^\circ\text{C}$	$\theta_2, ^\circ\text{C}$	$\theta_3, ^\circ\text{C}$	$\theta_4, ^\circ\text{C}$	$\theta_5, ^\circ\text{C}$	$\theta_6, ^\circ\text{C}$	$\theta_7, ^\circ\text{C}$	$\theta_8, ^\circ\text{C}$	$\theta_9, ^\circ\text{C}$	$\theta_{10}, ^\circ\text{C}$
1	86.8	130.7	130.3	131.8	131.3	113.4	98.9	132.1	131.4	109.3
2	126.7	189.2	191.0	189.8	191.5	165.6	144.4	192.7	191.8	159.5
3	84,67	147,6	149,2	148,4	149,7	131,8	105,8	150,7	149,9	117,6
4	83,96	171,9	173,6	173,3	174,7	157,2	116,6	175,8	174,8	129,8

Как показывают результаты расчета наиболее перегретым узлом асинхронного двигателя являются стержни ротора. Самыми теплонагруженными элементами статора являются пазовая и лобовая части обмотки, причем величины перегревов достаточно близки друг к другу, точное положение наиболее нагретого узла зависит от скорости охлаждающего воздуха, параметров питающего напряжения и момента сопротивления. При независимом способе охлаждения расположение и температура наиболее нагретого узла от частоты вращения вала ротора зависят пренебрежимо мало.

Очевидно, что при работе на низких позициях контроллера машиниста (№ 3 и 4 в таблицах 1 и 2) расход и скорость охлаждающего воздуха значительно ниже своих номинальных значений, что приводит к пониженной теплоотдаче. Учитывая, что именно на низких позициях тяговый двигатель испытывает наибольшие перегрузки по току, т.к. только при пуске действует только ограничение по максимальному моменту (по току), то значения температуры теплонагруженных узлов двигателя в этих режимах оказывают критическое влияние на работы электропривода в целом. Как видно из таблицы 2, на низких позициях контроллера машиниста обмотки работают на предельных значениях температуры изоляции. При увеличении моментов выше номинального значения, что является нормальным при пуске явлением, изоляция испытывает перегрев выше допустимого по классу изоляции. При движении на затяжных подъемах на низких скоростях при большом весе состава, когда продолжительность работы под действием больших моментов становится сопоставима с постоянной нагрева, температура изоляции достаточно длительное время превышает допустимое значение, что ведет к ускоренному старению изоляции. Для предотвращения подобного эффекта системы охлаждения тяговых двигателей необходимо оснащать автоматическими системами регулирования температуры с организацией обратной связи по температуре наиболее нагретого узла.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, научный проект № 14-08-31274.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Яковлев, А.И. Распределение температур в асинхронных электродвигателях с радиальной системой вентиляции / А.И. Яковлев // Электричество. – 1969. – № 9. – С. 65 – 69.
2. Kylander, G. Thermal modeling of small cage induction motors / G. Kylander // Technical report № 265, submitted to the School of Electrical and Computer Engineering Chalmers University of Technology in partial fulfilment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy, Goteborg. – 1995. – P. 113.
3. Popova, L. Combined electromagnetic and thermal design platform for totally enclosed induction machines / L. Popova. – Lappeenranta: Lappeenranta university of technology. – 2010. – p. 76.
4. Тепловая модель асинхронного двигателя для цепей релейной защиты / А.В. Булычёв [и др.] // Электротехника. – 2011. – № 3. – С. 26 – 30.
5. P. H. Mellor, D. Roberts, and D. R. Turner, «Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design», IEE Proc. – Electr. Power Appl., vol. 138, pp. 205–218, 1991.
6. G. Champenois, D. Roye, and D. S. Zhu, «Electrical and thermal performance predictions in inverter-fed squirrel-cage induction motor drives», Electr. Mach. Power Syst., vol. 22, №. 3, pp. 355–369, May/June 1994.
7. Кузьмич, В.Д. Математическое моделирование температурного поля обмоток тягового электродвигателя тепловоза / В.Д. Кузьмич, Е.Ю. Логинова // Вестник ВНИИЖТ. – 1999. – № 2 – С. 39 – 43.
8. Космодамианский, А.С. Теоретические основы и разработка систем регулирования температуры тяговых электрических машин локомотивов : дисс. ... доктора технических наук / А.С. Космодамианский // дисс... докт. техн. наук. – Москва, 2002. – 306 с.
9. Пугачев, А.А. Анализ и систематизация методов и результатов определения температуры теплонагруженных узлов асинхронного тягового двигателя железнодорожного транспорта / А.А. Пугачев // Мир транспорта и технологических машин. – 2012. – № 3. – С. 39 – 49.
10. Автоматическая система регулирования температуры тяговых электрических машин локомотивов/ А.С. Космодамианский [и др.] // Известия ОрелГТУ. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологий. – 2010. – № 3 – С. 106 – 111.
11. Пугачев, А.А. Моделирование энергетических процессов в электроприводах с асинхронным двигателем на базе эквивалентной схемы замещения / А.А. Пугачев, В.И. Воробьев, А.С. Космодамианский // Проблемы электротехники, электроэнергетики и электротехнологии: IV Международная научно-техническая конференция: сборник трудов. – Тольятти. – 2012. – ч. 1. – С. 208 – 213.
12. Комплексная физическая модель тягового электропривода с асинхронными двигателями / А.С. Космодамианский [и др.] // Наука и техника транспорта. – 2014. – № 3. – С. 31 – 38.

Воробьев Владимир Иванович
 Брянский государственный
 технический университет (БГТУ),
 г. Брянск
 Кандидат технических наук,
 доцент кафедры «Подвижной
 состав железных дорог» БГТУ
 241035, г. Брянск, бульвар 50-
 летия Октября, д. 7
 E-mail: vladimvorobiev@yandex.ru

Пугачев Александр Анатольевич
 Брянский государственный технический
 университет (БГТУ), г. Брянск
 Кандидат технических наук, доцент
 кафедры «Электронные,
 радиоэлектронные и
 электротехнические системы» БГТУ
 241035, г. Брянск, бульвар 50-летия
 Октября, д. 7
 E-mail: alexander-pugachev@rambler.ru

Бондаренко Денис Андреевич
 Брянский государственный
 технический университет
 (БГТУ), г. Брянск
 Аспирант кафедры «Подвижной
 состав железных дорог» БГТУ
 241035, г. Брянск, бульвар 50-
 летия Октября, д. 7
 E-mail: dilekter@gmail.com

V.I. VOROBYEV, A.A. GRACHEV, D.A. BONDARENKO

MATHEMATICAL MODEL OF THE STEADY THERMAL PROCESSES IN ASYNCHRONOUS MOTORS

The equivalent thermal circuit of an induction motor are designed for steady state. The calculation technique of some units thermal resistances by using of construction features and geometric sizes of an induction motor are shown. Results of thermal processes simulation for AO-63-4 induction motor under different loads and supplied voltage parameters are shown. The rotor bars of AO-63-4 induction motor are determined to be most stressed by overheating.

Keywords: induction motor, equivalent thermal circuit, overheating, thermal resistance, power losses.

BIBLIOGRAPHY

1. Yakovlev, A.I. Raspredeleniye temperatur v asinkhronnykh elektrodvigatelyakh s radialnoy sistemoy ventilyatsii / A.I. Yakovlev // Elektrichestvo. – 1969. – № 9. – S. 65 – 69.
2. Kylander, G. Thermal modeling of small cage induction motors / G. Kylander // Technical report № 265, submitted to the School of Electrical and Computer Engineering Chalmers University of Technology in partial fulfilment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy. Goteborg. – 1995. – P. 113.
3. Popova, L. Combined electromagnetic and thermal design platform for totally enclosed induction machines / L. Popova. – Lappeenranta: Lappeenranta university of technology. – 2010. – p. 76.
4. Teplovaya model asinkhronnogo dvigatelya dlya tsepey releynoy zashchity / A.V. Bulychov [i dr.] // Elektrotekhnika. – 2011. – № 3. – S. 26 – 30.
5. P. H. Mellor, D. Roberts, and D. R. Turner, «Lumped parameter thermal model for electrical machines of TEFC design», IEE Proc. – Electr. Power Appl., vol. 138, pp. 205–218, 1991.
6. G. Champenois, D. Rove, and D. S. Zhu, «Electrical and thermal performance predictions in inverter-fed squirrel-cage induction motor drives», Electr. Mach. Power Syst., vol. 22, №. 3, pp. 355–369, May/June 1994.
7. Kuzmich, V.D. Matematicheskoye modelirovaniye temperaturnogo polya obmotok tvagovogo elektrodvigatelya teplovoza / V.D. Kuzmich. Ye.YU. Loginova // Vestnik VNIZHT. – 1999. – № 2 – S. 39 – 43.
8. Kosmodamianskiy, A.S. Teoreticheskiye osnovy i razrabotka sistem regulirovaniya temperatury tvagovykh elektricheskikh mashin lokomotivov : diss. ... doktora tekhnicheskikh nauk / A.S. Kosmodamianskiy // diss... dokt. tekhn. nauk. – Moskva. 2002. – 306 s.
9. Pugachev, A.A. Analiz i sistematizatsiya metodov i rezul'tatov opredeleniya temperatury teplonagruzhenyykh uzlov asinkhronnogo tvagovogo dvigatelya zheleznodorozhnoy transporta / A.A. Pugachev // Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin. – 2012. – № 3. – S. 39 – 49.
10. Avtomaticheskaya sistema regulirovaniya temperatury tvagovykh elektricheskikh mashin lokomotivov/ A.S. Kosmodamianskiy [i dr.] // Izvestiya OrelGTU. Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2010. – № 3 – S. 106 – 111.
11. Pugachev, A.A. Modelirovaniye energeticheskikh protsessov v elektroprivodakh s asinkhronnym dvigatelem na baze ekvivalentnoy skhemy zameshcheniya / A.A. Pugachev, V.I. Vorobьев, A.S. Kosmodamianskiy // Problemy elektrotekhniki, elektroenergetiki i elektrotehnologii: IV Mezhdunarodnaya nauchno-tehnicheskaya konferentsiya: sbornik trudov. – Tolvatti. – 2012. – ch. 1. – S. 208 – 213.
12. Kompleksnaya fizicheskaya model tvagovogo elektroprivoda s asinkhronnymi dvigatelyami / A.S. Kosmodamianskiy [i dr.] // Nauka i tekhnika transporta. – 2014. – № 3. – S. 31 – 38.

Vorobyev Vladimir Ivanovich
 Bryansk State Technical University
 (БСТУ), Bryansk
 Ph.D., associate professor of
 «Railway rolling stock» BGTU
 241035, Bryansk, Boulevard 50 years
 of October Str. 7
 E-mail: vladimvorobiev@yandex.ru

Pugachev Aleksandr Anatolyevich
 Bryansk State Technical University
 (БСТУ), Bryansk
 Ph.D., associate professor of «Electric,
 electronic and electrotechnical systems»
 BGTU
 241035, Bryansk, Boulevard 50 years of
 October Str. 7
 E-mail: alexander-pugachev@rambler.ru

Bondarenko Denis Andreyevich
 Bryansk State Technical University
 (БСТУ), Bryansk
 Student of «Railway rolling stock»
 BGTU
 241035, Bryansk, Boulevard 50
 years of October Str. 7
 E-mail: dilekter@gmail.com

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТЫ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 532.517.4

ЧЫОНГ ВАН ХУАН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКИХ СКОРОСТЕЙ ПРИ ОБТЕКАНИИ ПРЯМОГО КРЫЛА

В статье рассматривается обтекание прямого крыла установившимся потоком газа. Крыло рассматривается как стержень с депланацией поперечного сечения в рамках теории В.З. Власова. Обтекание крыла определяется линейной моделью аэродинамики с экспериментально определяемыми зависимостями аэродинамических производных от числа Маха. Показано, что изгибные деформации крыла описываются неоднородным дифференциальным уравнением, в котором правая часть линейно зависит от угла закручивания, а деформации кручения – линейным однородным уравнением (при нулевом угле атаки). Потеря устойчивости крыла определяется как переход свободных крутых движений из колебательной в апериодическую форму. Для ромбовидного профиля различной относительной толщины определены критические скорости обтекания как наименьшие значения числа Маха, отвечающие этому условию.

Ключевые слова: крыло, аэродинамика, критическая скорость, число Маха.

Прямые крылья большого удлинения в настоящее время широко используются в конструкциях беспилотных летательных аппаратов (БЛА). Области их применения охватывают мониторинг лесных массивов в пожароопасные периоды, картографию и аналогичные цели. Для таких ЛА характерны дозвуковые скорости; в то же время возможно их размещение на борту сверхзвуковых носителей и сверхзвуковые режимы полета. Таким образом, исследование поведения крыла в широком диапазоне скоростей стационарного полета представляет существенный интерес для практики проектирования БЛА.

Для моделирования крыльев большого удлинения наиболее подходящей является стержневая модель [1–3]. Так как профиль крыла является тонким (отношение максимальной толщины к хорде, иначе относительная толщина $\bar{c} = \frac{h}{b} < 0.1$), то следует применять теорию стержней, учитывающую депланацию поперечного сечения В.З. Власова [3]. Уравнения состояния крыла при симметричном профиле [3, 7] имеют вид:

$$E \cdot J_y \cdot \frac{\partial^4}{\partial z^4} u(z, t) + \rho \cdot A \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2} u(z, t) - \rho \cdot J_y \cdot \frac{\partial^2}{\partial z^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} u(z, t) = q_{x1} \quad (1)$$

$$E \cdot J_x \cdot \frac{\partial^4}{\partial z^4} v(z, t) + \rho \cdot A \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2} v(z, t) - \rho \cdot J_x \cdot \frac{\partial^2}{\partial z^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} v(z, t) = q_{y1} \quad (1)$$

$$E \cdot J_\varphi \cdot \frac{\partial^4}{\partial z^4} \theta(z, t) - G \cdot J_d \cdot \frac{\partial^2}{\partial z^2} \theta(z, t) - \rho \cdot J_\omega \cdot \frac{\partial^2}{\partial z^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \theta(z, t) + r \cdot A \cdot \frac{\partial^2}{\partial t^2} \theta(z, t) = m_1 \quad (2)$$

$$q_{x1} = q_x(z) + \frac{\partial}{\partial z} r_x(z) - \frac{E \cdot J_y}{G \cdot A} \cdot \frac{\partial^2}{\partial z^2} q_x(z) \quad (3)$$

$$q_{y1} = q_y(z) + \frac{\partial}{\partial z} r_y(z) - \frac{E \cdot J_x}{G \cdot A} \cdot \frac{\partial^2}{\partial z^2} q_y(z) \quad (3)$$

$$m_1 = m - \frac{E \cdot J_\varphi}{G \cdot (J_x + J_y)} \cdot \frac{\partial^2}{\partial z^2} m(z) + \frac{(J_y - J_x)}{(J_y + J_x)} \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} r_\varphi(z) \right)$$

Входящие в (1), (2), (3) геометрические характеристики крыла имеют смысл осевых (J_x, J_y) и секториального [3] (J_φ) моментов инерции профиля.

Схема приложения аэродинамических нагрузок показана на рисунке 1.

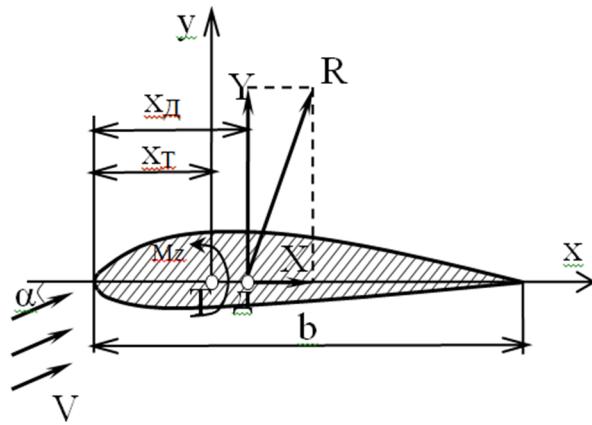


Рисунок 1 – Схема приложения аэродинамических нагрузок к профилю:

x_T, x_D – координаты центра тяжести и центра давления; $M_z = Y(x_D - x_T)$

Нагрузки на крыло определим по модели линейной аэродинамики [5]:

$$m = M_{z\alpha} \cdot (\alpha + \theta) \cdot \frac{S_{kp} \cdot b}{L} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} ; \quad q_y = C_{y\alpha} \cdot (\alpha + \theta) \cdot \frac{S_{kp} \cdot \rho \cdot V^2}{L} \cdot \frac{b}{2} \quad (4)$$

где m – крутящий момент, распределенный по длине крыла;

q_y – подъемная сила, распределенная по длине крыла;

$S_{kp} = bL$ – площадь консоли крыла;

b, L – бортовая хорда и длина консоли;

ρ – плотность воздуха на высоте полета;

V – скорость полета;

α – угол атаки профиля;

θ – угол закручивания профиля за счет деформации кручения.

Величины $M_{z\alpha}$ и $C_{y\alpha}$ имеют смысл производных аэродинамических коэффициентов по углу атаки и зависят от удлинения, сужения, относительной толщины крыла и числа Маха. Графики этих величин приведены в [5].

Из формул (2) и (3) следует, что правая часть уравнения кручения содержит в себе искомую функцию – угол закручивания крыла θ ; уравнения изгиба также имеют θ в правой части. Но влияние угла закручивания при этом совершенно различное: если уравнения изгиба будут неоднородными, то уравнение кручения при $\alpha=0$ представляет задачу Штурма–Лиувилля, то есть задачу на собственные значения. Другими словами, в этом варианте геометрии крыла причинами изгибных колебаний являются и набегающий поток (параметр $\alpha \neq 0$), и кротильные колебания, тогда как кротильные колебания могут возникать и при $\alpha=0$ – собственные кротильные колебания.

Если поставить вопрос об устойчивости недеформированного состояния крыла, то его решение сводится к анализу спектра однородного уравнения, сопутствующему уравнению кручения (2). Так как собственные функции этого уравнения удовлетворяют условиям теоремы Стеклова, то решение неоднородной задачи (2) может быть представлено рядом по этим функциям; если все собственные числа однородного уравнения вещественные, то кротильные движения – гармонические и недеформированное состояние устойчиво по Ляпунову [4]. Если же в спектре имеется хотя бы одна пара комплексно–сопряженных корней, то кротильные движения – апериодическое и начальное состояние неустойчиво. В [7] показано, что при определенных значениях числа M набегающего потока такая ситуация возможна.

Для анализа устойчивости приведем уравнение кручения (2) к безразмерному виду [7]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^4}{\partial \zeta^4} \theta(\zeta, \tau) - j_{d\varphi} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} \theta(\zeta, \tau) - \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} \frac{\partial^2}{\partial \tau^2} \theta(\zeta, \tau) + j_{xy\varphi} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \tau^2} \theta(\zeta, \tau) = \\ = M_{z\alpha}(M) \cdot (\alpha + \theta(\zeta, \tau)) \cdot K_t(H) \cdot M^2 \end{aligned} \quad (5)$$

где

$$\begin{aligned} j_{d\varphi} = \frac{J_d \cdot L^2}{2 \cdot J_\varphi \cdot (v+1)}; \quad j_{xy\varphi} = L^2 \cdot \frac{(J_x + J_y)}{J_\varphi}; \quad K_t = \frac{S_{kp} \cdot b \cdot L^3}{2 \cdot J_\varphi} \cdot \frac{\rho_{aero}}{\rho} \left(\frac{V_{aero}(H)}{V_{kp}} \right)^2; \\ V_{kp} = \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \end{aligned} \quad (6)$$

где ρ_{aero} , V_{aero} – плотность воздуха и скорость звука на высоте полета, E , ρ – модуль Юнга и плотность материала крыла.

Зависимость $M_{z\alpha}(M)$ и параметров крыла, приведенная в [5], представлялась в аналитической форме по методу наименьших квадратов в диапазоне $0 < M < 4$.

Расчеты проводились для крыла длиной 1м, бортовой хордой 0.1 м, и относительными толщинами $\bar{c} = 0.01; 0.025; 0.05$. Материал крыла – сталь с $E=200$ ГПа, $\rho=7850$ кг/м³, $v=0.3$. Рассматривался ромбовидный профиль (рисунок 2).

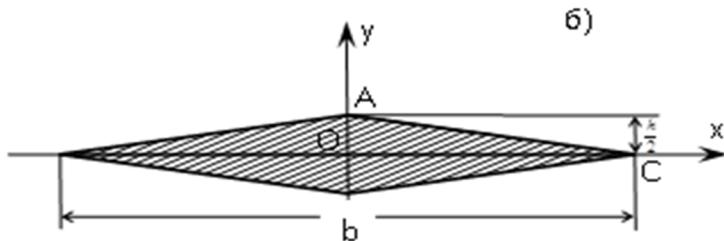


Рисунок 2 – Ромбовидный профиль

Зависимости четырех первых собственных частот от числа Маха набегающего потока приведены на рисунках 3 – 5.

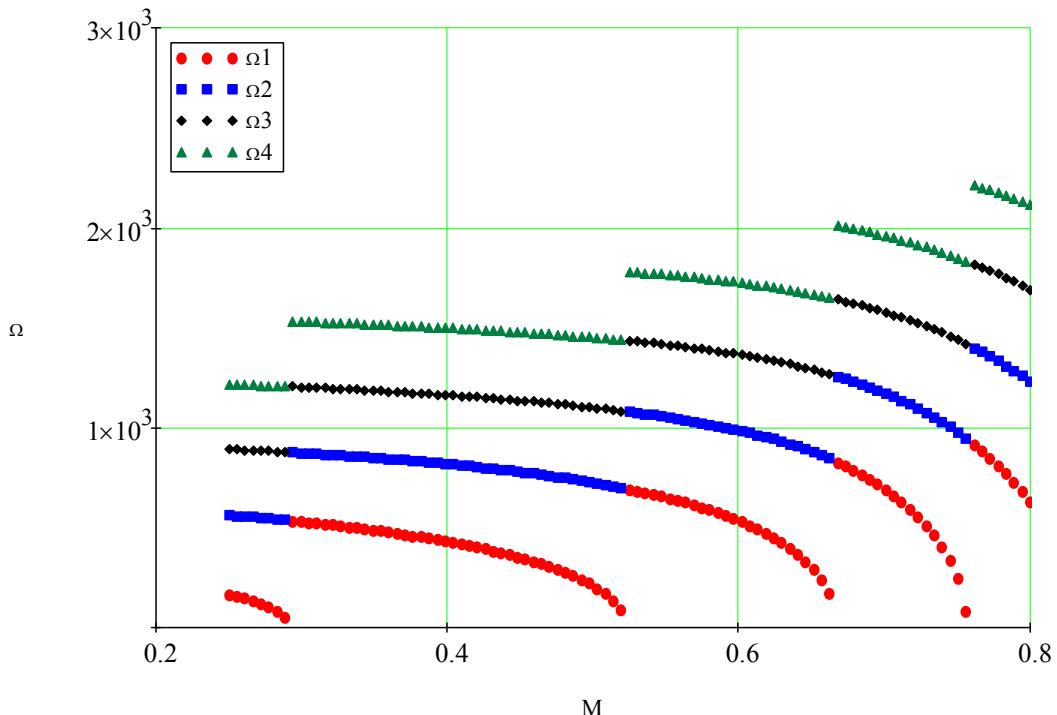


Рисунок 3 – Зависимость собственных частот от числа M . Относительная толщина 0.01

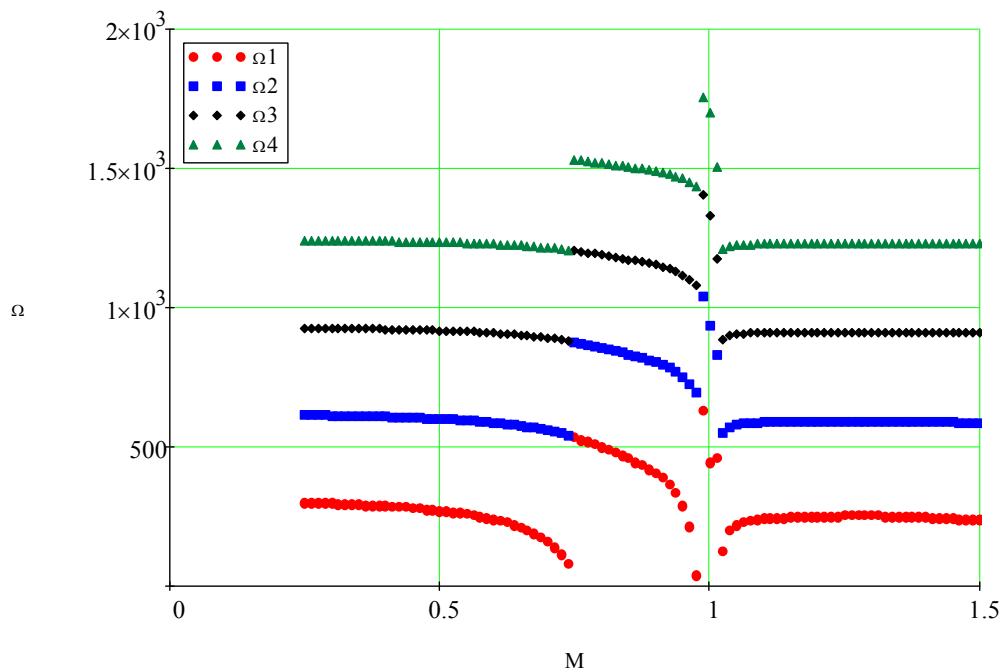


Рисунок 4 – Зависимость собственных частот от числа M . Относительная толщина 0.025

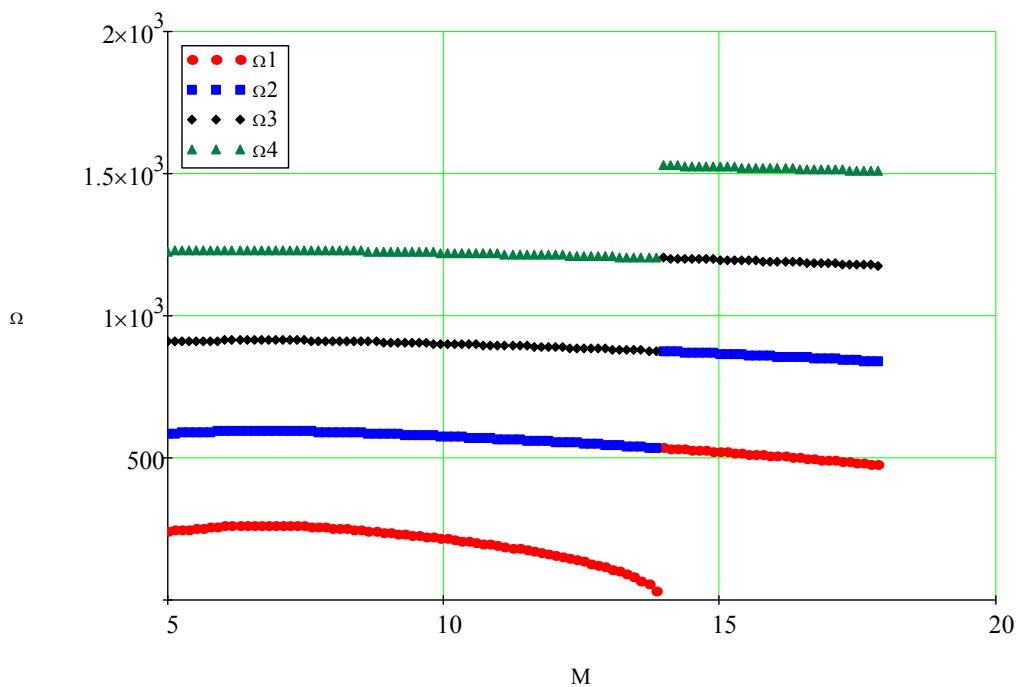


Рисунок 5 – Зависимость собственных частот от числа M . Относительная толщина 0.05

Упомянутые рисунки демонстрируют очевидное свойство крыла – увеличение критической скорости с увеличением поперечной изгибной жесткости. Далее, критическая скорость определяется как равенство нулю первой собственной частоты, которая определялась как наименьший *вещественный корень* характеристического уравнения, соответствующего уравнению (5) при $\alpha=0$, что мы трактуем как прекращение свободных гармонических кручильных колебаний по первой форме.

После увеличения числа M свыше этого значения свободные колебания осуществляются по *второй* форме, вокруг *первой* формы, которая развивается апериодически и является *неустойчивой*. Тем самым точка $\Omega_1=0$ является точкой бифуркации решения (5), а соответствующее ей число M – может быть названо критическим

[1, 2]. На рисунках 3 – 5 точки бифуркации легко обнаружить по смене вида маркера – ромб сменяется кружком (на рисунке 3 это соответствует $M \approx 0.5$, на рисунке 4 – $M \approx 0.75$, на рисунке 5 – $M \approx 14$). На рисунках 3 – 5 не показаны диапазоны, в которых смены форм колебаний не происходит. Характерным в этом смысле является рисунок 4, в котором имеются резкие изменения собственных частот в окрестности $M=1$. Отметим, что смены формы колебаний при этих изменениях *не происходит*; кривая $\Omega_2(M)$ *не заменяет* кривую $\Omega_1(M)$ и поэтому точка $M=1$ *не является* точкой бифуркации. Аналогичные явления происходят и при большой относительной толщине, но на рисунке 5 они не показаны. Объяснение нерегулярности графиков при $M \approx 1$ можно найти в явлении перемещения центра давления x_d при переходе через трансзвук от дозвукового положения $x_d \approx 0.25b$ до сверхзвукового $x_d \approx 0.5b$ [5].

Уточнение критического значения числа M можно получить следующим образом. Численные эксперименты показали, что удовлетворительная аппроксимация зависимостей $\Omega(M)$ возможна только кубическим сплайном. Вблизи конца кривой он определяется четырьмя последними точками. Если построить кубическую сплайн-интерполяцию по упомянутым четырем точкам вида:

$$\begin{aligned}\Omega(M) &= \Omega_{N-3}P_1(M) + \Omega_{N-2}P_2(M) + \Omega_{N-1}P_3(M) + \Omega_N P_4(M), \\ P_1(\xi) &= \frac{(1-\xi)(3\xi-1)(3\xi-2)}{2}; \quad P_2(\xi) = \frac{9\xi}{2}(3\xi-2)(\xi-1); \\ P_3(\xi) &= \frac{9\xi}{2}(3\xi-1)(1-\xi); \quad P_4(\xi) = \frac{\xi}{2}(3\xi-1)(3\xi-2); \\ \xi &= \frac{M - M_{N-3}}{M_N - M_{N-3}}\end{aligned}\quad (7)$$

где N – номер последней точки в аппроксимируемом массиве $[M, \Omega]$,
то оценка критического числа M определяется как вещественный корень уравнения (7).

Оценки критических скоростей по графикам рисунков 3 – 5 следующие:

$$M_{kp}^{Pic.3} = 0.2941; \quad M_{kp}^{Pic.4} = 0.7577; \quad M_{kp}^{Pic.5} = 13.96;$$

Таким образом, предлагаемая методика определения критических скоростей прямого крыла симметричного профиля, реализованная на программном комплексе MathCad 14, позволяет достаточно просто получить оценки критических скоростей обтекания для различных параметров геометрии профиля. Требуемые исходные данные – зависимости аэродинамических производных от числа M набегающего потока – могут быть получены либо из литературных данных, либо аппроксимацией результатов продувок профиля в аэродинамических трубах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Болотин, В.В. Неконсервативные задачи теории упругой устойчивости / В.В. Болотин / – М.: Физматгиз, 1961. – 341 с.
2. Вольмир, А.С. Устойчивость деформируемых систем / А.С. Вольмир / – М.: Наука, 1967. – 984 с.
3. Власов, В.З. Тонкостенные упругие стержни / В.З. Власов / – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1959. – 565 с.
4. Демидович, Б.П. Лекции по математической теории устойчивости / Б.П. Демидович / – М.: Наука, 1967. – 472 с.
5. Лебедев, А.А. Динамика полета беспилотных летательных аппаратов / А.А. Лебедев, Л.С. Чернобровкин / – М.: Машиностроение, 1973. – 616 с.
6. Чадаев, Ю.А. Определение спектра поперечных колебаний стержней, нагруженных продольной нагрузкой / Ю.А. Чадаев // Известия Тульского государственного университета. Естественные науки. Изд-во ТулГУ. – 2014. – вып. 1. – ч. 1. – С. 225–231.
7. Чыонг, Ван Хуан Определение критических скоростей прямого крыла большого удлинения / Чыонг Ван Хуан, В.И. Желтков // Известия ТулГУ. Естественные науки. – 2014. – Вып. 3. – С. 71–80.

Чыонг Ван Хуан

ТулГУ

Аспирант кафедры математического моделирования

Института прикладной математики и компьютерных наук ТулГУ

Тел. 8-950-910-01-19

E-mail: truonghuan119@gmail.com

TRUONG VAN HUAN

DETERMINATION OF CRITICAL FLOW VELOCITIES ON THE STRAIGHT WING

In article, the flow envelop around wing is airflow. The wing is considered to be a rod with deplanation of cross-section within V.Z. Vlasovs theory. The calculation of the airflow is based on linear model of aerodynamics which is defined by experiment, depends on aerodynamic derivative of Mach number. It is shown that flexural deformations of a wing are described by the non-uniform differential equation in which the right part depends on linear with a torsion corner or torsion deformations – the linear uniform equation (when angle of attack equal 0). Loss of stability of a wing is defined by transition from free torsion movements from oscillatory into an aperiodic form. The critical speeds for diamond-shaped profiles with different thickness are equal to the minimum value of the Mach number which is corresponding to the foresaid condition.

Keywords: wing, aerodynamics, critical speed, Mach number.

BIBLIOGRAPHY

1. Bolotin, V.V. Nekonservativnyye zadachi teorii uprugoy ustoychivosti / V.V. Bolotin / – M.: Fizmatgiz, 1961. – 341s.
2. Volmir, A.S. Ustoychivost deformiruyemykh sistem / A.S. Volmir / – M.: Nauka, 1967. – 984 s.
3. Vlasov, V.Z. Tonkostennyye uprugiyе sterzhni / V.Z. Vlasov / – M.: Gosudarstvennoye izdatelstvo fiziko-matematicheskoy literature, 1959. – 565s.
4. Demidovich, B.P. Lektsii po matematicheskoy teorii ustoychivosti / B.P. Demidovich / – M.: Nauka, 1967. – 472 s.
5. Lebedev, A.A. Dinamika poleta bespilotnykh letatelnykh apparatov / A.A. Lebedev, L.S. Chernobrovkin / – M.: Mashinostroyeniye, 1973. – 616 s.
6. Chadayev, YU.A. Opredeleniye spektra poperechnykh kolebaniy sterzhney, nagruzhenykh prodolnoy nagruzkoj / YU.A. Chadayev // Izvestiya Tulsogo gosudarstvennogo universiteta. Yestestvennyye nauki. Izd-vo TulGU. – 2014. – vyp. 1. – ch.1. – S. 225–231.
7. Chyong, Van Khuan Opredeleniye kriticheskikh skorostey pryamogo kryla bolshogo udlineniya / Chyong Van Khuan, V.I. Zheltkov // Izvestiya TulGU. Yestestvennyye nauki. – 2014. – Vyp. 3. – S. 71–80.

Truong Van Huan

Tula State University

postgraduate student of department mathematical modelling Tula State University.

Ph.: 8-950-910-01-19

E-mail: truonghuan119@gmail.com

Д.Г. СУРИКОВ

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ ОТКАЗОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ МЕХАТРОННЫХ ПРИВОДОВ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

Предложена методика предотвращения отказов механических приводов ТПА, которая с одной стороны, имея традиционную структуру, наполнена новейшими технологиями изготовления зубчатых колес: термообработка в вакууме, объемный взрыв, ремонтно-восстановительные смеси. Рекомендовано использовать влияние ряда погрешностей изготовления и сборки для улучшения прилегания зубьев в зацеплении (исключение кромочного контакта). Разработан ряд конструкций позволяющих уменьшить массогабаритные размеры редукторов (гибкие подшипники), для которых рекомендуется использовать многопоточные планетарные схемы. Предложен альтернативный путь изготовления зубчатых колес при помощи аддитивных технологий с резким уменьшением числа технологических операций, в том числе ряд сборочных, что позволяет сократить время производства с получением заданного качества. Предложено на каждое изделие создавать паспорт при помощи вибродиагностических средств для использования в качестве базового при эксплуатации. Материалами для изготовления наряду с традиционными металлами и полимерами предлагается использовать металлизирующие пластмассы.

Ключевые слова: аддитивные технологии, термообработка материалов в вакууме, технология объемного взрыва, ремонтно-восстановительные смеси (РВС), металлизирующие пластмассы.

Одной из ключевых проблем для нефтегазовой, энергетической, химической и других отраслей промышленности, определяющих состояние отечественной экономики, является создание необходимой инфраструктуры для надежной транспортировки источников энергии в виде жидких и газообразных продуктов.

Обязательными элементами этой инфраструктуры являются разнообразные трубопроводы с большим количеством видов запорной и запорно-регулирующей трубопроводной арматуры (ТПА). В настоящее время только на территории России эксплуатируется 290 тыс. км магистральных трубопроводов, 60 % из которых с диаметром более 1020 мм [1,2]. При этом на объектах ОАО «Газпром», имеющих 156 тыс. км. трубопроводов, эксплуатируется более 600 тысяч единиц различных типов ТПА, из них более половины – в системе магистральных газопроводов и других продуктопроводов. [2]. Более 59% – отечественная продукция, 41% – импортная. Однако на предприятиях «Сургутнефтегаз» доля импортной продукции доходит до 60% [3]. Такое состояние не соответствует уровню необходимому для обеспечения технической безопасности РФ. Отсюда проблема разработки и освоения производства гаммы импортозамещающих механических трансмиссий нового поколения, являющихся основой этих приводов, отвечающих названным выше требованиям – актуальна и имеет важное народнохозяйственное значение.

Основная часть (более 75%) трубопроводной системы РФ была построена в 1965–2005 годах. К настоящему времени износ основных фондов составляет: по линейной части магистральных трубопроводов более 60% [2]. Отсюда вытекает проблема модернизации действующей сети трубопроводов. Кроме того идет широкомасштабное строительство газо– и нефтепроводов («Северный поток–2», «Сила Сибири» и др.).

Прежде всего, объекты трубопроводной арматуры должны отвечать требованиям надежности, а, следовательно, и безопасность должна быть максимально высокой, а угроза возникновения аварий – минимальна. Этому содействуют требования ГОСТ 27.002–2009 о том, что эксплуатация оборудования на опасном производственном объекте не должна продолжаться до наступления критического отказа. Стандарт устанавливает срок службы, по достижению которого эксплуатация должна быть остановлена.

Отказы механических трансмиссий из-за износа или разрушения зубчатых колес приводят к наиболее длительным простоям и требуют больших затрат для восстановления работоспособного состояния. Проиллюстрируем цену подобного отказа. Так ликвидация отказа линейного крана, связанного с работой соответствующего привода на магистральном трубопроводе, требует стравливания газа из участка протяженностью до 60–70 км, а это при диаметре трубы 1400 мм может составлять до 10 млн. м³ газа. [4]

Основными причинами и факторами, способствующими возникновению аварийных ситуаций на трубопроводах, являются: **рост исходных дефектов** (заводской брак), не выявленный в ходе испытаний при вводе в эксплуатацию оборудования, нарушение нормативных условий эксплуатации, в результате т.н. «человеческого фактора». Рост влияния последнего фактора выражается в характере аварийных ситуаций, которые на рассматриваемых видах производств могут привести к серьезным техногенным катастрофам. Отсюда большая потребность в проведении работ по интеллектуализации приводов, что и воплощается при использовании мехатронных модулей, имеющих такие системы управления. Рынок таких приводов оценивается более чем в 2 млрд. руб.

Привод должен быть высокотехнологичным, использовать все требуемые элементы системы управления: управляемый двигатель (синхронный или асинхронный, шаговый), датчик абсолютного положения запорного органа, датчик крутящего момента, концевые выключатели, средства визуализации и контроля, а также оценки технического состояния оборудования в реальных условиях эксплуатации, позволяющих оперативно реагировать на возможные отказы. Приводы должны быть адаптируемы к различным видам и типоразмерам ТПА, иметь исполнения, предназначенные как для стационарной эксплуатации с арматурой, так и мобильные быстросъемные (демонтируемые после окончания процесса управления).

Для разработки приводов ТПА отвечающих всем указанным выше требованиям и предложена методика проектирования и изготовления механической трансмиссии, суть которой заключается в том, что на этапе проектирования заложены условия, исключающие возникновение дефектов, могущих развиться в отказы, то есть предотвратить аварийное разрушение зубьев в процессе эксплуатации.

Структура предлагаемой методики (рисунок 1) построена на традиционной и наполнена новыми современными и вновь предлагаемыми методами обработки составляющих звеньев механической трансмиссии мехатронного модуля ТПА.

На основе общей постановки задачи для каждого случая выбираются параметры, удовлетворяющие решению поставленной конкретной задачи. Техническое задание к современному электроприводу ТПА может быть сформировано следующим образом.

1. Выбор кинематической схемы привода. В настоящее время в зарубежном арматуростроении предпочтение отдают силовым трансмиссиям червячного типа. Из опыта работы ООО «Механика» (Ижевск), специализирующегося на изготовлении спироидных передач, применение силовых трансмиссий на их основе не имеют значительных перспектив в современных многооборотных приводах передач – из-за их низкого К.П.Д. при передаточных числах выше 15, требований высокой точности изготовления и монтажа, отсутствия доступной нормативно-расчетной базы на проектирование [5].

Доказано, что характеристики в традиционном исполнении известных серийных редукторных электроприводов, используемые в мировом арматуростроении, практически исчерпали свои возможности по энерго- и ресурсосбережению, надежности и нагружочной способности и необходимо искать новые пути для совершенствования приводов ТПА [6].

За последние годы в России накопился положительный опыт использования в приводах прогрессивных видов механических трансмиссий, который показал, что созданные на их основе приводы по важнейшим техническим и экономическим характеристикам не только не уступают зарубежным аналогам, но и в ряде случаев превосходят их (ООО «Механик» (Ижевск) [5], ОАО «Мичуринский завод «Прогресс» (Тульская обл.) [7], ООО «СпецПриводМаш» (СПб-Пушкин), ЗАО «Диаконт» (СПб) [8], НТЦ «Редуктор» (СПб) [9]).

Непрерывный рост давлений передаваемых сред и диаметров трубопроводного транспорта привёл к появлению комбинированных силовых трансмиссий, в которых момент с червячного колеса передается на выходную коническую или цилиндрическую тихоходную передачу с пустотелым выходным валом. Однако в этом случае конструктивный дизайн привода и габаритные характеристики изменяется не в лучшую сторону и описывается так «консольное горизонтальное расположение электродвигателя при вертикальной оси передвижения шпинделя» (рисунок 2) [10].

Планетарные передачи. Однопоточные планетарные передачи в односателлитном исполнении также не имеют перспективы применения по ряду причин, и прежде всего – малой разности чисел зубьев опорного колеса и сателлита, влияния этой разности на передаточное число, сложности геометрического синтеза внутреннего зацепления, технической сложности снятия момента с сателлита на выходное звено, низкого КПД и др.

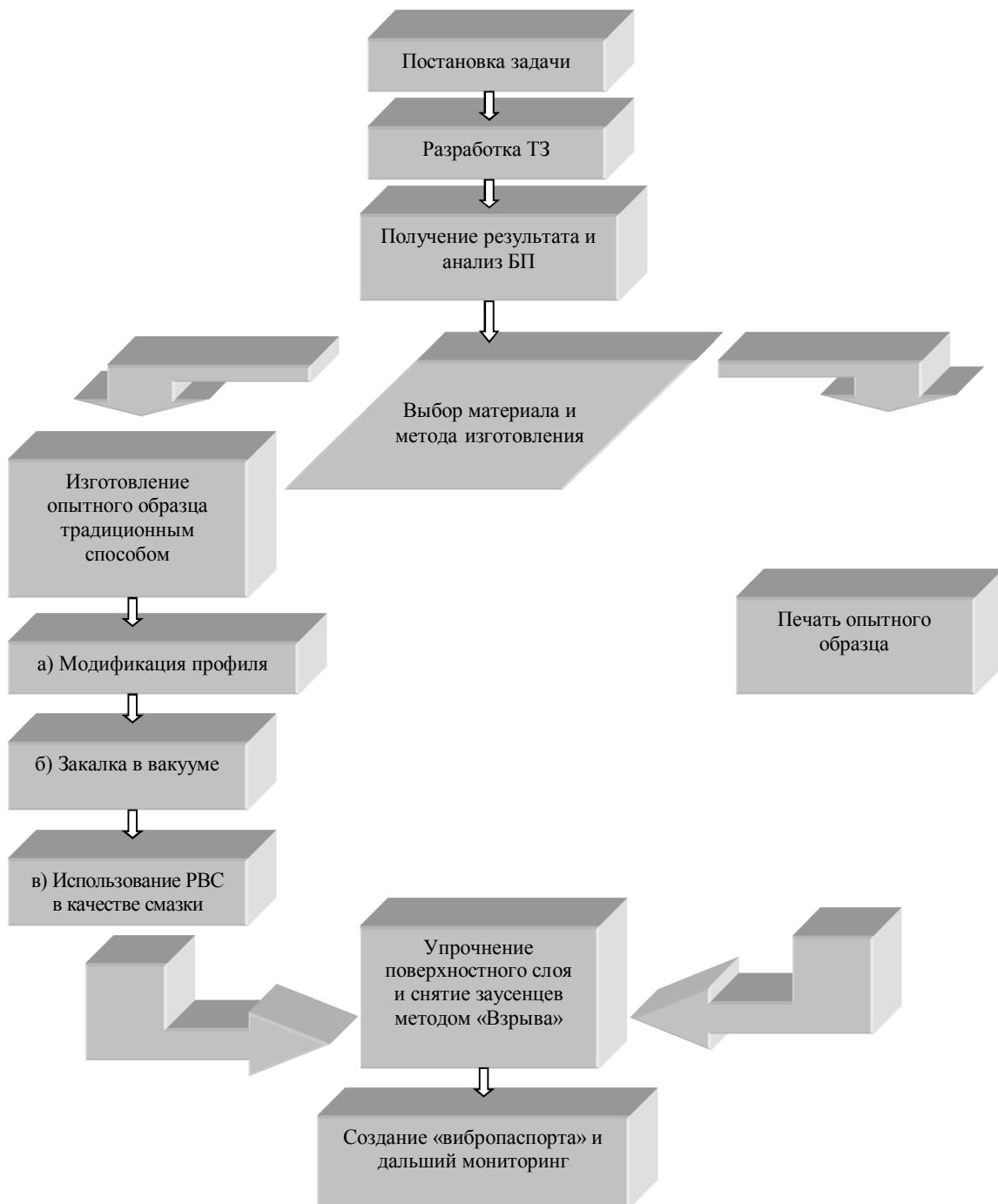


Рисунок 1 – Структура предлагаемой методики

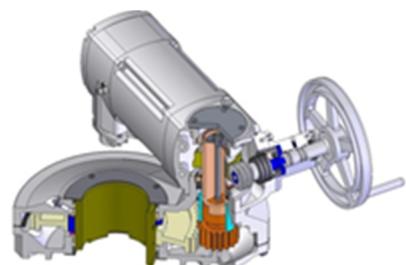


Рисунок 2 – Общий вид многооборотного электропривода на примере силовой трансмиссией червячно–цилиндрического типа

В данной рассматриваемой методике предложен ряд конструкторских приемов, позволяющих уменьшить массогабаритные характеристики редуктора и привода в целом за

счет опор. Таким приемом оптимизации конструкций редукторов, например, с волновыми зубчатыми передачами электропривода запорной ТПА по критериям минимальной массы и габаритов в диапазоне вращающих моментов 7000–15000 Н·м является использование гибких подшипников [11, 12]. Однако, в целом, это не решает проблемы

Главные недостатки данных приводов это монопоточность при передаче мощности, ограниченная нагрузочная способность материала червячного колеса, невозможность унификации и универсализации электроприводов в заданном габарите.

Многопоточные планетарные передачи. Указанные выше недостатки приводов практически полностью устранены в новых двухступенчатых неделимых многопоточных передачах квазидифференциального типа с входом на водило через быстроходную рядовую зубчатую передачу и выходом на большое центральное колесо, кинематическая схема которой указана на рисунке 3, а, визуализация одной из ступеней которой представлена на рисунке 3, б [6, 10].

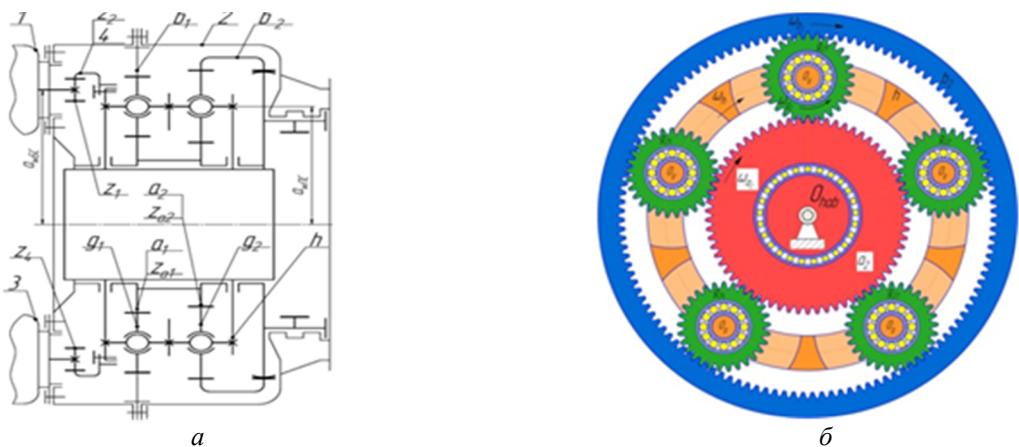


Рисунок 3 – Визуализация рабочих зацеплений планетарной передачи

Исходя из личного опыта работы в НТЦ «Редуктор», что подтверждается и опытом работы других редукторных фирм в данной схеме – сателлиты и их опоры наиболее подвержены отказам.

Для предотвращения возможных повреждений зубчатых колес необходимо проведение квалифицированного анализа характера повреждений и причин их возникновения [13–18]. Стандартизация описания видов повреждений зубчатых колес, произведенная в ГОСТ 31381–2009 способствует лучшему взаимопониманию конструкторов, технологов и эксплуатационников современных машин и совместной выработке наиболее эффективных мер предотвращения повреждений (фактически отказов).

Из многочисленных причин, приводящих к дефектам механических трансмиссий, самым распространенными являются: погрешности изготовления и монтажа, а так же условия эксплуатации, не соответствующие паспортным.

Из опыта работы автору известно, что при соблюдении паспортных условий эксплуатации долговечность оборудования составляет 7 лет, а при отклонении от них – срок использования рассматриваемого оборудования сокращается до полугода. При этом срок службы зубчатых передач определяет показатель безотказной работы механической трансмиссии, который составляет 12 тыс. ч. (составляет 500 дней при постоянной работе).

Модификация профиля зубьев. Как указывалось выше, основную нагрузку несут сателлиты и их опоры. Нагрузка на зубья при соединении элементов зубчатой передачи создает динамический колебательный процесс, который вызван наличием кромочного контакта. В процессе эксплуатации развитие механического изнашивания может привести к отказу зубчатой передачи (рисунок 4). Уход от кромочного удара, вследствие ошибок изготовления и сборки, позволяет сократить влияние динамических влияний на зубчатую передачу.

Модификация зубьев и предлагаемый прием создания квазибочкообразности [19,20]. Необходимо применять модификацию профиля зуба это позволяет увеличить износостойкость, плавность работы передачи. Однако, несмотря на очевидные достоинства этого метода, у него есть и недостаток – необходимость изготовления специального

инструмента и перенастройка оборудования. Передаточная функция зацепления изображена на рисунке 5.

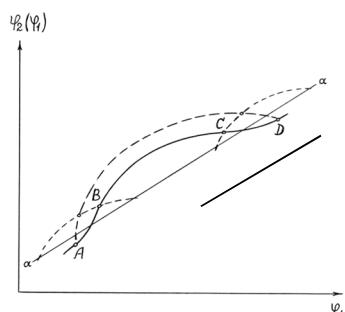


Рисунок 4. Дефекты, приведшие к отказам зубчатой передачи

Рисунок 5. Передаточная функция зацепления

Кривая А–В–С–Д характеризует работу зацепления. Чем меньше отклонение этой кривой от линии а–а, тем лучше показатели качества зацепления и передачи в целом. Качественные и количественные данные о влиянии точности изготовления (в том числе и профиля зуба) и деформации зацепления на свойства приближенных передач позволяют в настоящее время достаточно эффективно использовать их преимущества перед сопряженными передачами. В процессе модификации профиля при стремлении к квазибочкообразности траектория между точками В и С будет сглаживаться, стремясь к прямой линии ВС, что было получено в результате применения технологического приема со «Переворот», что и было заметно на $\frac{1}{4}$ числа зубьев колеса.

В предлагаемом способе получение продольной модификация зуба (в виде своеобразной бочкообразности) происходит за счет погрешностей направления зуба методом смены базирования заготовки при вторичном нарезании зубьев сателлита.

Вместе с улучшением точностных характеристик уменьшается и уровень шума, предотвращается кромочный контакт за счет его локализации в районе средней плоскости, а, следовательно, исключается концентрация нагрузки на краях зубьев. Улучшаются динамические характеристики передачи за счет исключения кромочных ударов, отсутствует необходимость перенастройки оборудования, нет необходимости в дополнительной оснастке, специального инструмента и другого дорогостоящего оборудования.

Еще одним из преимуществ предложенного способа является тот факт, что на точность нарезания колес не влияют торцевые биения заготовки, так как после переворота заготовки погрешности направления зубьев компенсируются (рисунок 6).

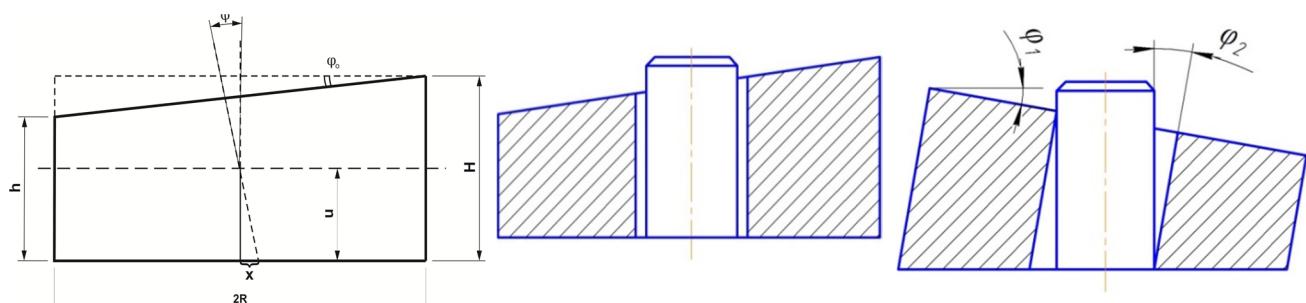


Рисунок 6. Прием «Переворота»

Технологический прием «Переворот» математически описывается следующими зависимостями:

$$\frac{F_\beta}{B} = \frac{F_t}{d_a} = \frac{2S_{\max}}{B}, \quad (1)$$

где F_β – погрешность направления зуба (параметр нормируется в зависимости от степени точности колеса и габаритов колеса);

F_t – торцевое биение зубчатого венца относительно базовой оси колеса;

B – номинальное значение ширины зубчатого венца;

d_a – номинальное значение диаметра выступов зубчатого колеса;

$2S_{max}$ – максимальная величина зазора в сопряжении базового отверстия и оправкой шпинделя станка.

Задаваясь степенью точности колеса и зная параметры зацепления, по формуле (1) можно определить допустимые значения торцевого биения и зазора между заготовкой и оправкой шпинделя.

Реализация квазибочкообразности (один из вариантов модификации). Реализация предлагаемой в работе модификации проведена в 2015 году на профильном предприятии ООО «СпецПриводМаш» (СПб), а ее результат представлен на рисунке 7а.

В процессе эксперимента нарезана серия прямозубых колес из 10 штук (со следующими параметрами: число зубьев $Z = 25$; модуль $m = 2$ мм; диаметр выступов зубьев $d_a = 54$ мм; ширина венца $B = 20$ мм, степень точности 8-А, погрешность направления зуба $F_B = 18$ мкм) с изменением базовой поверхности («переворот» колеса на 180°).

В результате наблюдалось появление грани на ранее нарезанной поверхности зубчатых колес (рисунок 7, в). При этом эффект наблюдался во всех случаях и был заметен на 6–8 зубьях, последовательно расположенных следующих. При этом отмечалось, что грань располагалась от края от 3 мм до 5 мм от края зубчатого венца. Таким образом, выдвинутая автором идея о том, что в результате использования подобного технологического приема должна получиться квазибочкообразность на поверхности зуба, подтвердилась.

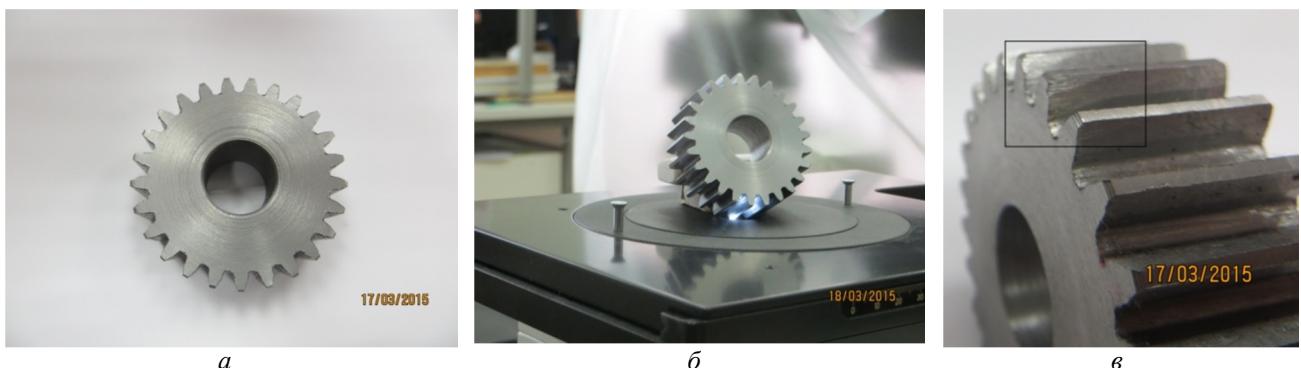


Рисунок 7 – Результаты реализации квазибочкообразности:

а – экспериментальное зубчатое колесо – сателлит в предлагаемой схеме привода ТПА;

б – установка для измерения поверхности зуба;

в – квазибочкообразность зуба, полученная с помощью технологического приема – «Переворот»

Данный прием был одобрен технологами Минского тракторного завода (Беларусь) и получил внедрение в ООО «СпецПриводМаш» (г. Санкт-Петербург – Пушкин) и в ремонтных цехах Гомсельмаша (г. Гомель, Беларусь). Прием наиболее эффективен для непоточного производства и при выполнении ремонтных работ.

Быстрое прототипирование. Модель механической трансмиссии на основе быстрого прототипирования (БП) [21]. Основываясь на результатах БП и определения правильности предложенных решений, производим опытный образец с применением традиционного изготовления или с применением печати.

Упрочнение. Упрочнение поверхностных слоев материала [22], а также для снятия заусенцев и грата предлагается метод объемного взрыва. Указанный метод представляет собой перспективную технологию, которая востребована для непоточного производства, являющегося в настоящее время одним из основных типов производства.

Термообработка. Следующей перспективной технологией является вакуумная термообработка (в частности, закалка в среде инертных газов при давлении 2–20 бар), которая ограничена до сих пор применением в аэрокосмической отрасли. В процессе такой закалки детали механической трансмиссии достигают оптимальной твердости, снижения уровня коробления и изменений размеров, отсутствия поверхностных зон окисления, получение однородности свойств по сечению детали, исключается проведение дорогостоящих доводочных операций (шлифование и полирование), что повышает их надежность и долговечность. Данная технология применима практически для всех марок

сталей, традиционно закаливаемых в масле и для деталей сложной геометрии, к которой и относятся зубчатые колеса.

Аддитивная технология. Применение аддитивной технологии позволит в этом случае выполнить зубчатые колеса уже с некоторой заданной бочкообразностью, которая и позволит локализовать пятно контакта в области средней плоскости зубчатого колеса.

Эксперимент проведен на базе производственного комплекса компании «3D–Expert» (СПб). Колесо для сателлита изготовлено на 3D–принтере с применением карбоновых нитей. На рисунке 8 изображены этапы получения подобного колеса.

При проектировании объектов по критерию ресурсной работы требует подходить к выбору технологических процессов с учетом их влияния на долговечность работы объекта.

В современной промышленности преобладают непоточные типы производства (индивидуальные, мелкосерийные), что требует использовать технологии быстрого проектирования с применением материалов, доступных для данного вида производства (речь идет об аддитивных технологиях с применением термореактивных пластмасс и металлов, (выполненных в виде нитей или порошка).

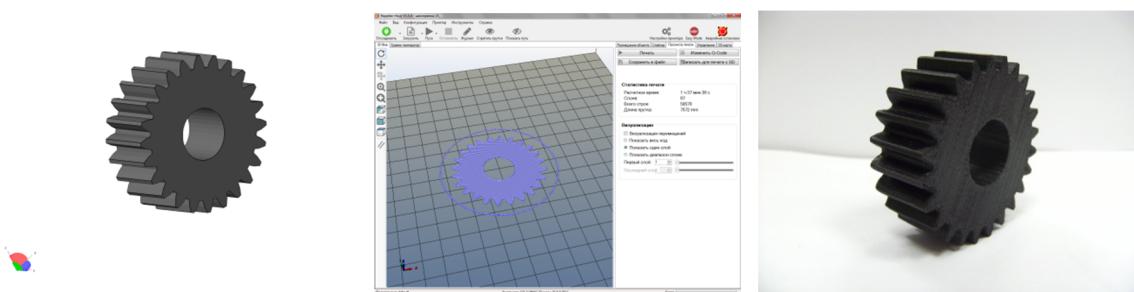


Рисунок 8 – Триада: модель – программа – «напечатанное» зубчатое колесо

Независимо от выбранного пути изготовления редуктора, предложено составлять на него паспорт при помощи вибродиагностических средств для использования в качестве базового при эксплуатации. Сравнение текущего состояния с базовым позволит предупредить появление дефекта, могущего привести к отказу привода в целом [23].

Заключение. В предложенной методике предлагается широко использовать новые технологии, способствующие предотвращению отказов механических трансмиссий благодаря изменению физико–механических свойств материалов и сокращению этапов производства используемых деталей. Например, одну из аддитивных технологий, позволяющую уменьшить число этапов производства деталей по выплавляемым моделям.

Разработанная методика позволяет использовать ее не только для приводов ТПА, но и в близких областях применения, таких как гидротехнические сооружения, железнодорожный транспорт, объекты городского хозяйства [24] и т.п.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тер–Матеосянц, И.Т. Исследование российского рынка приводов для трубопроводной арматуры / И.Т. Тер–Матеосянц // Известия ТулГУ. – 2012. – Вып. 12. – Ч. 1. – С. 3–9.
2. Гостинин, И.А. Анализ аварийных ситуаций на линейной части магистральных газопроводов [Электронный ресурс] / И.А. Гостинин, А.Н. Вирясов., М.А. Семенова // Инженерный Вестник Дона, 2013. – № 2. – URL: <http://www.ivdon.ru/magazine/n2y2013/1618>.
3. Биланенко, П. «Сургутнефтегаз» просит власти тщательнее выбирать поставщиков для импортозамещения / П. Биланенко, Г. Старинская // Ведомости. № 3788 от 12.03.2015
4. Колотовский, А.Н. Эксплуатация запорной арматуры на объектах магистральных газопроводов ОАО «Газпром» / А.Н. Колотовский // Арматуростроение. – 2006. – № 2 (41). – С. 62–65.
5. Гольдфарб, В.И. Спириоидные редукторы трубопроводной арматуры / В.И. Гольдфарб, Д.В.Главатских, Е.С.Трубачев и др. – М.: Вече, 2011. – 222 с.
6. Сидоров, П.Г. Многопоточные зубчатые передачи. Теория и методология проектирования / П.Г. Сидоров, А.А. Пашин, А.В. Плясов. – М.: Машиностроение, 2011. – 340 с.
7. Сидоров, П.Г. Редукторные электроприводы трубопроводной арматуры и приоритетные направления их развития / П.Г. Сидоров, В.Я. Распопов, А.В. Плясов, А.В. Дмитриев // Известия Тульского государственного университета. – 2012. – Вып. 12. – Ч. 1. – С. 18–29.

8. Зеница, Н. «Диаконт»: взаимовыгодный вариант / Н. Зеница // Вакансия.ru. 19.05.2014 Санкт-Петербург.
9. Парубец, В.И. О практической значимости исследований, посвященных червячным передачам с замкнутыми линиями контакта / В.И. Парубец // Редукторы и приводы. – 2006. – № 1. – С. 58.
10. Формирование облика современного многооборотного электропривода запорной арматуры трубопроводного транспорта / П.Г. Сидоров, В.Я. Распопов, Д.Г. Суриков и др. // Материалы 8-го Международного конгресса МТМ-2011. В 3-х тт. Т.3. Болгария, Варна. – 2011. – С. 109–112.
11. Прокшин, С.С. Особенности конструирования крупногабаритного электропривода на основе волновых передач / С.С. Прокшин, Е.В. Шалобаев // Научно-технический вестник Санкт-Петербургского государственного университета информационных технологий, механики и оптики. – 2011. – № 4 (74). – С. 67–68.
12. Прокшин, С.С. Крупногабаритная приводная техника трубопроводной арматуры / С.С. Прокшин, Е.В. Шалобаев, С.С. Резников // Известия Тульского государственного университета. – 2011. Вып. 5. – Ч. 2. – С. 101–105.
13. Обзор возможных отказов редукторов электроприводов / В.Е. Старжинский, Е.В. Шалобаев, Д.Г. Суриков, и др. // Известия Тульского государственного университета. – 2011. – Вып. 5. – Ч. 2. – С. 277–285.
14. Маликов, А.А. Анализ и классификация процесса изнашивания зубчатых передач / А.А. Маликов, В.В. Лихошерст, Е.В. Шалобаев // Справочник. Инженерный журнал. – 2011. – № 9. – С. 2–11.
15. Маликов, А.А. Процессы заедания и остаточной деформации в зубчатых передачах / А.А. Маликов, В.В. Лихошерст, Е.В. Шалобаев // Справочник. Инженерный журнал. – 2011. – № 9. – С. 12–18.
16. Маликов, А.А. Анализ и классификация контактной усталостной в зубчатых передачах / Маликов, А.А. В.В. Лихошерст, Е.В. Шалобаев // Справочник. Инженерный журнал. 2011. № 9. Приложение. – С. 19–24.
17. Маликов А.А. Анализ и классификация причин появления трещин в зубчатых передачах / В.В. Лихошерст, Е.В. Шалобаев // Справочник. Инженерный журнал. – 2011. – № 10. – С. 2–5.
18. Причины разрушения зубьев зубчатых передач и меры по предотвращению разрушения зуба / А.А. Маликов, Е.В. Шалобаев, Д.Г. Суриков и др. // Справочник. Инженерный журнал. – 2011. – № 10. – С. 6–13.
19. Шалобаев, Е.В. Комплексный подход к профильной модификации зубчатых колес для повышения их качественных показателей / Е.В. Шалобаев, В.М. Медунецкий, Ю.С. Монахов. // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2004. – № 11. – С. 31 – 34.
20. Шалобаев, Е.В. Модернизированные редукторы отечественного производства / Е.В. Шалобаев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2010. – № 6/2. – С. 105–115.
21. Старжинский, В.Е. Проектирование пресс-форм для точных пластмассовых колес с использованием технологии быстрых прототипов / В.Е. Старжинский, Е.В. Шалобаев // Прогрессивные технологии в машино- и приборостроении «ПТ-2005» Межвузовский сборник статей по материалам Всероссийской научно-технической конференции. – Нижний Новгород-Арзамас: НГТУ-АПИ НГТУ, 2005. – 28 с.
22. Упрочнение функциональных поверхностей для повышения надёжности и работоспособности малогабаритных зубчатых передач / В.М. Медунецкий, Е.В. Шалобаев, Д.Г. Суриков и др. // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2014. – № 4. – С. 400–407.
23. Бережной, В.А. Методика исследования шумовых характеристик для эвольвентного прямозубого зацепления / В.А. Бережной, Н.В. Матюшенко, А.В. Федченко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2015. – № 35 (1144). – С. 19–22.
24. Иванов, М.А. Система автоматического управления приводом охранного устройства / М.А. Иванов, Е.В. Шалобаев // Прогрессивные технологии в машино- и приборостроении «ПТ-2005» Межвузовский сборник статей по материалам Всероссийской научно-технической конференции. – Нижний Новгород-Арзамас: НГТУ-АПИ НГТУ. – 2005. – С. 414–419.

Суриков Дмитрий Геннадьевич

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет
информационных технологий механики и оптики г. Санкт-Петербург
Старший преподаватель кафедры «Компьютерного проектирования и дизайна»
E-mail: surikov77@mail.ru

D.G. SURIKOV

DEVELOPMENT OF TECHNIQUES PREVENTION FAILURES OF MECHANICAL TRANSMISSION MECHATRONIC DRIVES PIPELINE VALVES

The proposed method of prevention of failures of mechanical actuators TPA, which on the one hand, having a traditional structure filled with advanced technology of manufacturing of gear wheels. On the other hand the alternative way of manufacturing gears using additive technology with sharp reduction of technological operations, allowing to reduce the time to produce the specified quality. Offered on each product to create a passport by using vibrodiagnostic tools for further use as a baseline when further operation. The materials can be on par with traditional metals and polymers is proposed to use metallogenesis of plastmassy.

Keywords: additive technologies, heat treatment of materials in vacuum, technology volumetric explosion, repair and restoration compound (RVS), metallogenesis of plastmassy.

BIBLIOGRAPHY

1. Ter-Mateosyants, I.T. Issledovaniye rossiyskogo rynka privodov dlya truboprovodnoy armatury / I.T. Ter-Mateosyants // Izvestiya TulGU. – 2012. – Vyp. 12. – CH. 1. – S. 3–9.
2. Gostinin, I.A. Analiz avariynykh situatsiy na lineynoy chasti magistralnykh gazoprovodov [Elektronnyy resurs] / I.A. Gostinin, A.N. Viryasov, M.A. Semenova // Inzhenernyy Vestnik Dona, 2013. – № 2. – URL: <http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n2y2013/1618>.
3. Bilanenko, P. «Surgutneftegaz» prosit vlasti tshchatelneye vybirat postavshchikov dlya importozameshcheniya / P. Bilanenko, G. Starinskaya // Vedomosti. № 3788 ot 12.03.2015.
4. Kolotovskiy, A.N. Ekspluatatsiya zapornoy armatury na ob»yektakh magistralnykh gazoprovodov OAO «Gazprom» / A.N. Kolotovskiy // Armaturostroyeniye. – 2006. – № 2 (41). – S. 62–65.
5. Goldfarb, V.I. Spiroidnyye reduktory truboprovodnoy armatury / V.I. Goldfarb, D.V. Glavatskikh, Ye.S. Trubachev i dr. – M.: Veche, 2011. – 222 s.
6. Sidorov, P.G. Mnogopotochnyye zubchatyye peredachi. Teoriya i metodologiya proyektirovaniya / P.G. Sidorov, A.A. Pashin, A.V. Plyasov. – M.: Mashinostroyeniye, 2011. – 340 s.
7. Sidorov, P.G. Reduktornyye elektroprivody truboprovodnoy armatury i prioritetnyye napravleniya ikh razvitiya / P.G. Sidorov, V.YA. Raspopov, A.V. Plyasov, A.V. Dmitriev // Izvestiya Tulskogo gosudarstvennogo universiteta. – 2012. – Vyp. 12. – CH. 1. – S. 18–29.
8. Zenitsa, N. «Diakont»: vzaimovygodnyy variant / N. Zenitsa // Vakansiya.ru. 19.05.2014 Sankt–Peterburg.
9. Parubets, V.I. O prakticheskoy znachimosti issledovaniy, posvyashchennykh chervyachnym peredacham s zamknutymi liniyami kontakta / V.I. Parubets // Reduktory i privody. – 2006. – № 1. – S. 58.
10. Formirovaniye oblika sovremennoogo mnogooborotnogo elektroprivoda zapornoy armatury truboprovodnogo transporta / P.G. Sidorov, V.YA. Raspopov, D.G. Surikov i dr. // Materialy 8–go Mezhdunarodnogo kongressa MTM–2011. V 3–kh tt. T.3. Bolgariya, Varna. – 2011. – S. 109–112.
11. Prokshin, S.S. Osobennosti konstruirovaniya krupnogabaritnogo elektroprivoda na osnove volnovykh peredach / S.S. Prokshin, Ye.V. Shalobayev // Nauchno–tekhnicheskiy vestnik Sankt–Peterburgskogo gosudarstvennogo universiteta informatsionnykh tekhnologiy, mekhaniki i optiki. – 2011. – № 4 (74). – S. 67–68.
12. Prokshin, S.S. Krupnogabaritnaya privodnaya tekhnika truboprovodnoy armatury / S.S. Prokshin, Ye.V. Shalobayev, S.S. Reznikov // Izvestiya Tulskogo gosudarstvennogo universiteta. – 2011. Vyp. 5. – CH. 2. – S. 101–105.
13. Obzor vozmozhnykh otkazov reduktorov elektroprivodov / V.Ye. Starzhinskij, Ye.V. Shalobayev, D.G. Surikov, i dr. // Izvestiya Tulskogo gosudarstvennogo universiteta. – 2011. – Vyp. 5. – CH. 2. – S. 277–285.
14. Malikov, A.A. Analiz i klassifikatsiya protsessa iznashivaniya zubchatykh peredach / A.A. Malikov, V.V. Likhosherst, Ye.V. Shalobayev // Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal. – 2011. – № 9. – S. 2–11.
15. Malikov, A.A. Protsessy zayedaniya i ostatochnoy deformatsii v zubchatykh peredachakh / A.A. Malikov, V.V. Likhosherst, Ye.V. Shalobayev // Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal. – 2011. – № 9. – S. 12–18.
16. Malikov, A.A. Analiz i klassifikatsiya kontaktov ustalostnoy v zubchatykh peredachakh / Malikov, A.A. V.V. Likhosherst, Ye.V. Shalobayev // Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal. 2011. № 9. Prilozheniye. – S. 19–24.
17. Malikov A.A. Analiz i klassifikatsiya prichin povyleniya treshchin v zubchatykh peredachakh / V.V. Likhosherst, Ye.V. Shalobayev // Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal. – 2011. – № 10. – S. 2–5.
18. Prichiny razrusheniya zubyev zubchatykh peredach i mery po predotvratshcheniyu razrusheniya zuba / A.A. Malikov, Ye.V. Shalobayev, D.G. Surikov i dr. // Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal. – 2011. – № 10. – S. 6–13.
19. Shalobayev, Ye.V. Kompleksnyy podkhod k profilnov modifikatsii zubchatykh koles dlya povysheniya ikh kachestvennykh pokazateley / Ye.V. Shalobayev, V.M. Medunetskiy, YU.S. Monakhov. // Sborka v mashinostroyenii, priborostroyenii. – 2004. – № 11. – S. 31–34.
20. Shalobayev, Ye.V. Modernizirovannyye reduktory otechestvennogo proizvodstva / Ye.V. Shalobayev // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2010. – № 6/2. – S. 105–115.
21. Starzhinskij, V.Ye. Proyektirovaniye press–form dlya tochnykh plastmassovykh koles s ispolzovaniyem tekhnologii bystrykh prototipov / V.Ye. Starzhinskij, Ye.V. Shalobayev // Progressivnyye tekhnologii v mashino– i priborostroyenii «PT–2005» Mezhvuzovskiy sbornik statey po materialam Vserossiyskiy nauchno–tekhnicheskoy konferentsii. – Nizhniy Novgorod–Arzamas: NGTU–API NGTU, 2005. – 28 s.
22. Uprochneniye funktsionalnykh poverkhnostey dlya povysheniya nadozhnosti i rabotosposobnosti malogabaritnykh zubchatykh peredach / V.M. Medunetskiy, Ye.V. Shalobayev, D.G. Surikov i dr. // Sovremennoye mashinostroyeniye. Nauka i obrazovaniye. – 2014. – № 4. – S. 400–407.
23. Berezhnov, V.A. Metodika issledovaniya shumovykh kharakteristik dlya evolventnogo pryamozubogo zatsepleniya / V.A. Berezhnov, N.V. Matyushenko, A.V. Fedchenko // Visnik NTU «KHPÍ». – 2015. – № 35 (1144). – S. 19–22.
24. Ivanov, M.A. Sistema avtomaticheskogo upravleniya privodom okhrannogo ustroystva / M.A. Ivanov, Ye.V. Shalobayev // Progressivnyye tekhnologii v mashino– i priborostroyenii «PT–2005» Mezhvuzovskiy sbornik statey po materialam Vserossiyskoy nauchno–tekhnicheskoy konferentsii. – Nizhniy Novgorod–Arzamas: NGTU–API NGTU. – 2005. – S. 414–419.

Surikov Dmitry Gennadievich

St. Petersburg national research University
of information technologies mechanics and optics Saint–Petersburg
Senior lecturer of the Department «Computer engineering and design»
E-mail: surikov77@mail.ru

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

И ИНСТРУМЕНТЫ

УДК 621.923.1

Л.Г. ВАЙНЕР, Ю.С. СТЕПАНОВ, Н.И. ФЛУСОВ

ТОРЦЕШЛИФОВАЛЬНАЯ ОБРАБОТКА С ПРИМЕНЕНИЕМ ГЕОМЕТРИЧЕСКИ МОДИФИЦИРОВАННОГО ИНСТРУМЕНТА

Описан новый эффективный способ профилирования шлифовальных кругов. Разработана модель правки торцешлифовальных кругов с заданной параболической поверхностью.

Ключевые слова: профилирование торцешлифовального круга, моделирование, параболическая модификация, точность обработки.

Перед отечественным машиностроением и металлообрабатывающей промышленностью стоят ответственные и очень серьезные задачи по обеспечению конкурентоспособности выпускаемой продукции на мировом рынке за счет обеспечения высокого качества, снижения себестоимости и увеличения производительности обработки [1]. Эти задачи возможно решить, разрабатывая и применяя новые инновационные научноемкие и высокие технологии, современное оборудование и инструменты, вкладывая крупные финансовые ресурсы [2]. Вместе с тем многие традиционные технологические процессы обладают большими резервами повышения эффективности при минимальных затратах на их совершенствование.

Высокопроизводительный процесс двусторонней торцешлифовальной обработки получил широкое распространение в зарубежном и отечественном машиностроении при изготовлении таких массовых изделий как кольца и ролики подшипников качения, втулки цепей и гусениц автотракторной техники, крестовины кардана, клапаны, поршневые кольца и пальцы, диски сцепления и др. [3, 4].

В известных работах, посвященных двустороннему шлифованию торцов деталей, авторы не рассматривают реальную геометрию формообразующих поверхностей шлифовальных кругов (ШК) в процессе шлифования, задаваясь характером изменения текущего съема припуска [5–8]. В работе [7] вместо реальной рабочей поверхности инструмента вводится понятие калибрующих кромок, что объясняет наблюдаемые эффекты, по мнению автора, но не соответствует геометрии торцовой поверхности круга.

Реальная геометрическая форма шлифовальных кругов, между которыми перемещаются обрабатываемые заготовки, определяет условия физико–механического взаимодействия инструментов и заготовки, характер съема припуска и изнашивания кругов при движении заготовок вдоль траектории подачи и, соответственно, структуру цикла шлифования, силы резания, под действием которых происходят упругие смещения ШК, которые, в свою очередь, ведут к изменению реальной формы технологического пространства, процесс формообразования и точность торцов заготовок.

Для описания исходных производящих поверхностей в рабочем пространстве необходимо знать их форму и положение.

Исходное угловое положение производящих поверхностей шлифовальных кругов определяется угловыми их смещениями в горизонтальной γ_H и вертикальной α_H плоскостях, осуществляемыми при настройке станка.

Уравнение поверхности шлифовального круга в независимой системе координат, которую, в частности, можно выбрать, жестко связанной со станиной станка:

$$\bar{r} = A_B A_\Gamma \bar{r}_1, \quad (1)$$

где \bar{r}_1 – радиус-вектор точек поверхности инструмента в собственной неподвижной системе координат:

$$\bar{r}_1 = [x_1 \ y_1 \ z_1 \ 1]^T, \quad (2)$$

где A_B и A_Γ – матрицы обобщенных перемещений – угловых настроек смешений в вертикальной и горизонтальной плоскостях, соответственно:

$$A_B = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha_H & -\sin\alpha_H & 0 \\ 0 & \sin\alpha_H & \cos\alpha_H & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad A_\Gamma = \begin{bmatrix} \cos\gamma_H & -\sin\gamma_H & 0 & 0 \\ \sin\gamma_H & \cos\gamma_H & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}.$$

С учетом малости углов γ_H и α_H :

$$\bar{r} = [x_1 \ y_1 - \gamma_H x_1 - \alpha_H z_1 \ z_1 \ 1]^T \quad (3)$$

Анализ работ по исследованию и практическому применению процесса двусторонней торцешлифовальной обработки показывает, что производящая торцевая поверхность шлифовального круга может иметь плоскую, коническую или параболическую (параболоид вращения) форму (рисунок 1).

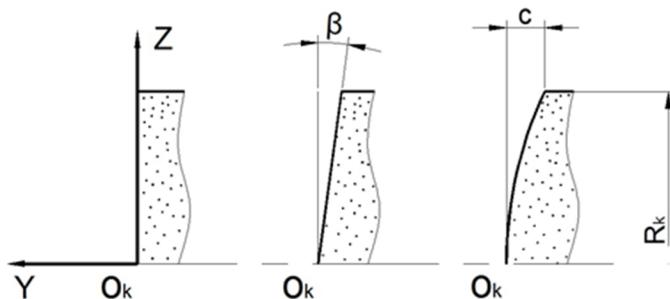


Рисунок 1 – Варианты формы торцовой поверхности ШК в осевом сечении

Уравнения соответствующих поверхностей при $\sqrt{x_1^2 + z_1^2} \leq R_K$:

плоскости:

$$\bar{r}_1 = [x_1 \ 0 \ z_1 \ 1]^T, \quad (4)$$

конуса:

$$\bar{r}_1 = [x_1 \ -\beta\sqrt{x_1^2 + z_1^2} \ z_1 \ 1]^T, \quad (5)$$

параболоида вращения:

$$\bar{r}_1 = [x_1 \ -c(x_1^2 + z_1^2)/R_K^2 \ z_1 \ 1]^T, \quad (6)$$

где β – угол конуса;

c – выпуклость профиля ШК.

В работах [9–10] было доказано, что параболическая модификация рабочих поверхностей благоприятно влияет на стабильность заданной геометрической формы технологического пространства и на показатели точности обработанных торцов.

На рисунке 2 приведены результаты моделирования процесса формообразования торцовых поверхностей цилиндрических роликов при вариациях формы производящих поверхностей шлифовального круга. Условия и технологические режимы виртуальной обработки соответствовали следующим реальным условиям шлифования заготовок с их принудительным вращением в гнездах диска-сепаратора: параметры наладки – радиус окружности центров роликов $R_d=0,21$ м, радиус шлифовального круга $R_K=0,225$ м, расстояние между центрами шлифовальных кругов и диска $a=0,365$ м, скорость подачи

заготовок $V_d=0,075$ м/с, окружная скорость кругов $V_k=30$ м/с, обрабатываемая заготовка – ролик цилиндрический диаметром 14 мм, удельная энергия шлифования $u=70$ н·м/мм³ (что соответствует обработке стали ШХ15 шлифовальным кругом 24А8НСТ29Б в принятом диапазоне режимов шлифования), характеристики приведенной жесткости – радиальной $c_{px}=c_{pz}=2,45 \times 10^6$ н·м/рад, осевой $c_y=8,6 \times 10^7$ н/м, снимаемый припуск на сторону – $\Delta t=0,03$ мм.

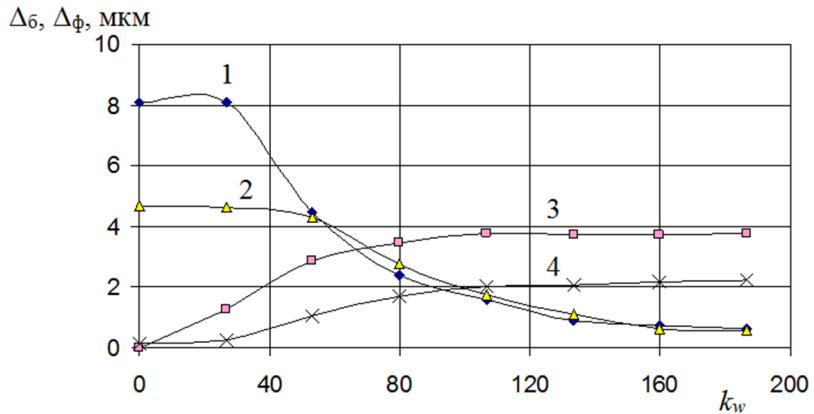


Рисунок 2 – Погрешности обработанных поверхностей – торцевое бение Δ_b (1, 2) и погрешность формы в виде выпуклости Δ_ϕ (3, 4) при разных вариантах формы поверхности ШК и переменном кинематическом отношении k_w : 1, 3 – плоскость, 2, 4 – параболоид вращения

Как показала серия вычислительных экспериментов в широком диапазоне условий обработки, приведенные на рисунке 2 зависимости погрешностей от кинематического отношения $k_w=\omega_1/V_d$ (ω_1 – частота вращения ролика), носят общий характер и позволяют сделать вывод о том, что параболическая модификация формы рабочих поверхностей шлифовальных кругов благоприятно сказывается на точности обработки по обоим показателям – биению торца и погрешности формы.

Проведенные замеры формы технологического пространства [11] на начальном этапе и в процессе шлифования с высокой точностью обработанных заготовок показывают, что форма торцовой поверхности шлифовального круга также близка к параболической.

Благоприятное влияние параболической модификации инструмента объясняется тем, что при параболической пространственной форме технологического пространства заготовки, двигаясь вдоль своей траектории, проходят сначала конфузорную, а затем диффузорную области. На стыке этих областей скорость съема припуска уменьшается до 0, происходит снятие натяга между шлифовальным кругом и заготовкой, по аналогии с этапом снятия натяга на этапе выхаживания при врезном шлифовании, что благоприятно сказывается на формировании точности, с одной стороны, и распределении скорости изнашивания вдоль радиуса шлифовального круга, с другой.

Для возможности формирования исходной производящей поверхности шлифовального круга не только в виде плоскости и конуса, но и в виде параболоида вращения с заданной выпуклостью профиля c (рисунок 1) разработаны модель и устройства правки.

В модели формообразования поверхности шлифовального круга произвольный криволинейный профиль его образуется в результате движения режущей точки наконечника по эллиптической траектории (с полуосами r_x, r_y) (рисунок 3) при трех линейных – c_x, c_y, c_z и трех угловых – $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$ смещениях системы координат шлифовального круга S_1 относительно системы координат рычага правки S_2 (рисунок 4). Путем задания соответствующих значений радиусов эллипса, можно получить из него окружность или отрезок прямой, что соответствует двум разным схемам правки, применяемого на разных станках.

Уравнение шлифовального круга (2, 4–6) в формообразующем виде:

$$r_1 = A(c_x)A(c_y)A(c_z)A(\alpha_x)A(\alpha_y)A(\alpha_z)r_2, \quad (7)$$

где в правой части – произведение квадратных матриц четвертого порядка элементарных поворотов и смещений правки относительно шлифовального круга [7];

$$\mathbf{r}_2 = (r_x \cos \varphi, r_y \sin \varphi, 0, 1)^T, \quad 0 \leq \varphi \leq \pi \quad (8)$$

φ – однородный вектор режущей точки наконечника правки;

Т – знак транспонирования.

Решая уравнение (7) с учетом (8) получим искомые координаты режущей точки наконечника в системе координат шлифовального круга:

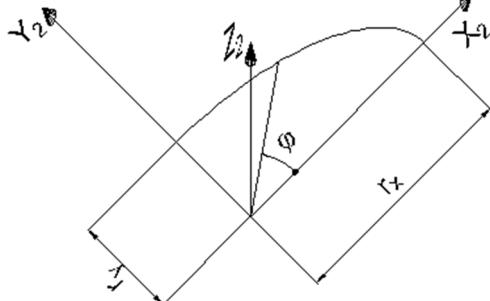


Рисунок 3 – Траектория наконечника правки
в собственной системе координат

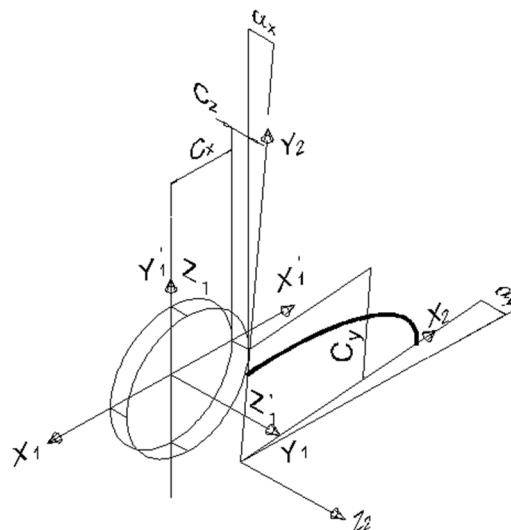


Рисунок 4 – Взаимное расположение систем
координат S_1 и S_2

$$\begin{cases} x_1 = -x_{1'} = -r_x \cdot \cos \varphi \cdot \cos \alpha_y - (r_y \cdot \sin \varphi - c_y) \cdot \sin \alpha_x \cdot \sin \alpha_y - c_x \\ y_1 = z_{1'} = -r_x \cdot \cos \varphi \cdot \sin \alpha_y + (r_y \cdot \sin \varphi - c_y) \cdot \sin \alpha_x \cdot \cos \alpha_y + c_z \\ z_1 = y_{1'} = (r_y \cdot \sin \varphi - c_y) \cdot \cos \alpha_x \end{cases} \quad (9)$$

На рисунке 5 приведены примеры профильных кривых $y_1(R)$ при вариациях параметров формообразующей системы правки. При различных сочетаниях параметров $\alpha_x, \alpha_y, c_x, c_y, r_x, r_y$ формируются качественно различные торцевые поверхности шлифовальных кругов 1, 2, 3 с расположением экстремума профильной функции $y_1(R)$ как на границе диапазона изменения $R(1)$ так и внутри него (2, 3).

Задача параметрического синтеза системы правки из-за избыточного числа неизвестных решается численными методами с учетом определенных допущений и ограничений, связанных с конкретизацией наладочных параметров устройства правки.

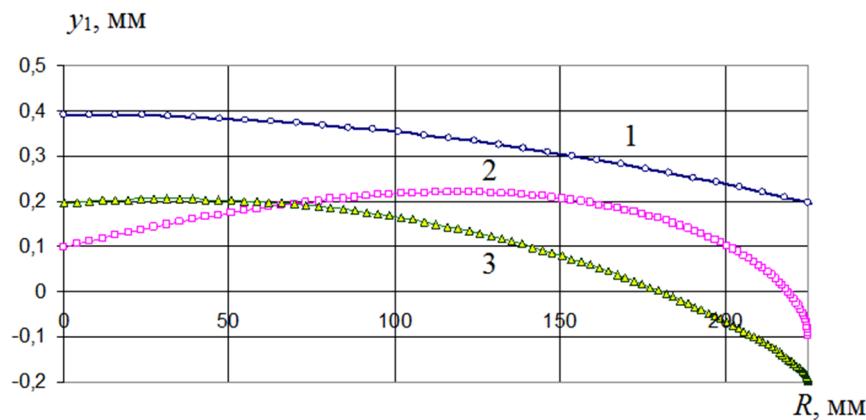


Рисунок 5 – Варианты профильных кривых $y_1(R)$ при вариациях параметров
формообразующей системы правки

Рассмотрим пример. В общем случае поверхность шлифовального круга кольцевая – $R_{int} \leq R \leq R_e$, где R_{int} – радиус отверстия в ШК. Требуемый радиальный профиль круга имеет постоянный знак первой производной и единственный экстремум. Заданный перепад профиля – Δ_{π} . На минимальном радиусе R_{int} плоскость касательная к поверхности инструмента перпендикулярна его оси.

С учетом последнего допущения искомым параметром синтеза будет единственный параметр – угол α_x , а угол $\alpha_y=0$.

Математические условия заданных ограничений:

$$\begin{cases} y'(R = R_{int}) = 0 \\ y(R = R_{int}) - y(R = R_e) = \Delta_{\pi} \end{cases} \quad (10)$$

Задача синтеза сводится к решению системы двух уравнений относительно двух параметров φ и α_x , остальные наладочные параметры считаются заданными:

$$\begin{cases} \sqrt{[r_x \cdot \cos \varphi \cdot \cos \alpha_y + (r_y \cdot \sin \varphi - c_y) \cdot \sin \alpha_x \cdot \sin \alpha_y - c_x]^2 + [(r_y \cdot \sin \varphi - c_y) \cdot \cos \alpha_x]^2} = R_e \\ -r_x \cdot \cos \varphi \cdot \sin \alpha_y + (r_y \cdot \sin \varphi - c_y) \cdot \sin \alpha_x \cdot \cos \alpha_y + c_z = \Delta_{\pi} \end{cases} \quad (11)$$

Аналитическое решение данной системы уравнений представляет известные сложности. Среди численных способов можно воспользоваться градиентными итерационными методами направленного поиска неизвестных.

На рисунке 6 представлены примеры синтезированных радиальных профилей шлифовального круга после правки при разных заданных значениях максимальной выпуклости рабочей поверхности (1 – $\Delta_{\pi} = 0,1$ мм, 2 – $\Delta_{\pi} = 0,3$ мм, 3 – $\Delta_{\pi} = 0,5$ мм) и следующих наладочных параметрах-константах: $r_x = r_y = 300$ мм, $c_x=150$ мм, $c_y=300$ мм, $R=225$ мм, $c_z=0$, $\alpha_y=0$, $R_{int}=150$ мм.

Для технической реализации задачи формирования всех возможных производящих поверхностей шлифовального круга (плоскости, конуса и параболоида вращения) при двустороннем торцевом шлифовании разработаны, приняты к внедрению и защищены патентами соответствующие устройства правки [12–13].

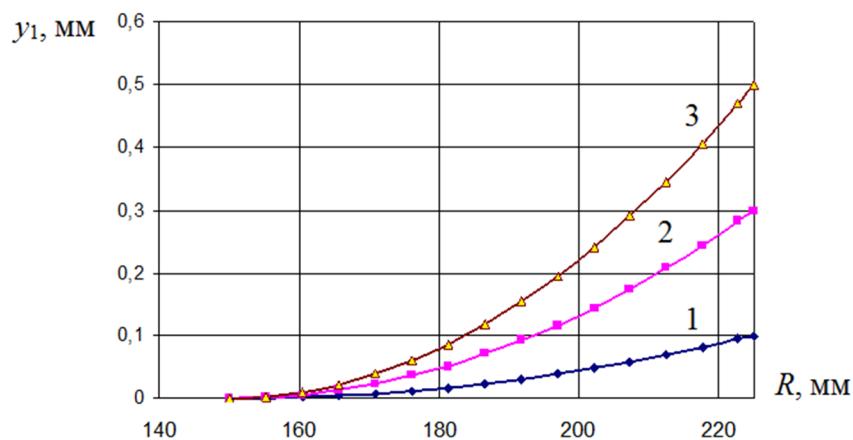


Рисунок 6 – Радиальный профиль ШК после правки при разных заданных значениях максимальной выпуклости рабочей поверхности

Результаты тестовых испытаний шлифовальных кругов с геометрически модифицированными производящими поверхностями в производственных условиях показали повышение точности обработанных поверхностей колец подшипников и увеличение периода между правками абразивного инструмента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Степанова, Е.Ю. Развитие машиностроения и новые возможности в условиях глобального экономического кризиса / Е.Ю. Степанова / Совершенствование существующих и создание новых технологий в машиностроении и авиастроении: Сб. тр. (1–3 июня 2009 г., г. Ростов–на Дону). – Ростов–на Дону: Изд–во ЮНЦ РАН. – 2009. – С. 109–117.
2. Поландова, Л.И. Высокие технологии в инновационной экономике / Е.Ю. Степанова, Л.И. Поландова // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2007. – № 3/267 (533). – С. 156–167.
3. Гандельсман, В.Б. Технологические возможности и конструктивные особенности гаммы двусторонних торцешлифовальных станков / В.Б. Гандельсман. – Металлорежущие станки и автоматические линии: Научно–технический реферативный сборник. – М.: НИИМАШ. – 1975. – Вып. 6. – С. 7–12.
4. Ермаков, Ю.М. Современные способы эффективной абразивной обработки / Ю.М. Ермаков, Ю.С. Степанов. – М: ВНИИТЭМР, 1992. – 64 с.
5. Вайнер, Л. Г. Повышение точности шлифования торцов ролика / Л.Г. Вайнер, С.С. Шахновский // Станки и инструмент. – 1985. – № 5. – С. 31–32.
6. Козлов, Б.А. Исследование сил резания при двустороннем плоском шлифовании / Б.А. Козлов, А.М. Кузнецов // Станки и инструмент. – 1973. – № 7. – С. 28–29.
7. Шахновский, С.С. Формообразование поверхности при двустороннем плоском шлифовании / С.С. Шахновский // Станки и инструмент. – 1982. – № 7. – С. 20–21.
8. Lin, Z.H. An Investigation on the Accuracy of the Double Disc Grinding / Z.H. Lin, C.H. Ku. In: Proceedings of the 22-nd International Machine Tool Design and Research Conference. Manchester, 1981. – Manchester. – 1982. – Р. 329–334.
9. Степанов, Ю.С. Анализ систем и процессов реального формообразования оппозитных торцевых поверхностей при двустороннем шлифовании / Ю.С. Степанов, Л.Г. Вайнер / Моделирование технологических процессов механической обработки и сборки. – Том 1. Коллективная монография / А.Ю. Албагачиев, Ю.А. Албагачиев, А.В. Балыков, Л.Г. Вайнер, В.М. Грязев, В.П. Иванов, А.В. Киричек, Б.Я. Мокрицкий, А.В. Морозова, П.А. Саблин, Ю.С. Степанов, А.С. Ямников; Под ред. А.В. Киричека – М.: Издательский дом «Спектр». – 2013. – С. 227–277.
10. Вайнер, Л.Г. Определение параметров технологического пространства при двусторонней торцешлифовальной обработке / Л.Г. Вайнер // Вестник машиностроения. – 2011. – № 12. – С. 72–77.
11. Вайнер, Л.Г. Исследование возможностей повышения точности и производительности процесса двустороннего торцового шлифования / Л.Г. Вайнер / Моделирование технологических процессов абразивной обработки. Монография. / Г.В. Барсуков, Л.Г. Вайнер, Ю.В. Василенко, А.В. Воронков, А.А. Дьяконов, А.М. Козлов, А.В., Михеев, А.В. Морозова, П.П. Переверзев, Ю.С. Степанов; Под ред. Ю.С. Степанова и А.В. Киричека – М.: Издательский дом «Спектр». – 2011. – С. 63–98.
12. Пат. 126980 Российская Федерация, МПК B24B7/17. Устройство для правки торцевых поверхностей шлифовальных кругов / Вайнер Л.Г., Богачев А.П., Флусов Н.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Тихоокеанский государственный университет. – № 2012030811/09; заявл. 03.08.2012; опубл. 20.04.2013, Бюл. № 11. – 3 с.
13. Пат. 136381 Российская Федерация, МПК B24B53/02. Устройство для правки торцевых поверхностей шлифовальных кругов / Вайнер Л.Г.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО Тихоокеанский государственный университет. – № 2013140614/11; заявл. 14.06.2013; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1. – 3 с.

Вайнер Леонид Григорьевич
ФГБОУ ВПО «Тихоокеанский
государственный университет»
Доктор технических наук,
профессор
680035, Россия, Хабаровск, ул.
Тихоокеанская, 136
Тел. (4212)–22–43–83
E-mail: lgvainer@mail.ru

Степанов Юрий Сергеевич
ФГБОУ ВПО «Государственный
университет–УНПК»,
Доктор технических наук, профессор
202020, Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел. (4862) 41–66–84
E-mail: yury057@yandex.ru

Флусов Николай Иванович
ФГБОУ ВПО «Тихоокеанский
государственный университет»,
680035, Россия, Хабаровск, ул.
Тихоокеанская, 136
Тел. (4212)–22–43–83
E-mail: nflusov@mail.ru

L.G. VAINER, Yu.S. STEPANOV, N.I. FLUSOV

DOUBLE-DISC GRINDING WITH THE GEOMETRICALLY MODIFIED TOOL

New effective process of grinding wheel profiling is described. Modeling of face–grinding wheel dressing with prefixed parabolic surface is developed.

Keywords: *face-grinding wheel profiling, modeling, parabolic modification, processing accuracy.*

BIBLIOGRAPHY

1. Stepanova, E.Ju. Razvitie mashinostroenija i novye vozmozhnosti v uslovijah globalnogo jekonomiceskogo krizisa / E.Ju. Stepanova / Sovershenstvovanie sushhestvujushhih i sozdanie novyh tehnologij v mashinostroenii i aviastroenii: Sb. tr. (1–3 iyunja 2009 g., g. Rostov–na Donu). – Rostov–na Donu: Izd–vo JuNC RAN. – 2009. – S. 109 – 117.
2. Polandova, L.I. Vysokie tehnologii v innovacionnoj jekonomike / E.Ju. Stepanova, L.I. Polandova // Fundamentalnye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii. – 2007. – № 3/267 (533). – S. 156–167.
3. Gandelsman, V.B. Tehnologicheskie vozmozhnosti i konstruktivnye osobennosti gammy dvustoronnih torceshliovalnyh stankov /V.B. Gandelsman. – Metallorezhushchie stanki i avtomaticheskie linii: Nauchno–tehnicheskij referativnyj sbornik. – M.: NIIMASH. – 1975. – Vyp. 6. – S. 7–12.
4. Ermakov, Ju.M. Sovremennye sposoby jekfektivnoj abrazivnoj obrabotki / Ju.M. Ermakov, Ju.S. Stepanov. – M: VNIITJeMR, 1992. – 64 s.
5. Vajner, L. G. Povyshenie tochnosti shlifovanija torcov rolika /L.G. Vajner, S.S. Shahnovskij //Stanki i instrument. – 1985. – № 5. – S. 31–32.
6. Kozlov, B.A. Issledovanie sil rezaniya pri dvustoronnem ploskom shlifovanii / B.A. Kozlov, A.M. Kuznecov //Stanki i instrument. – 1973. – № 7. – S. 28–29.
7. Shahnovskij, S.S. Formoobrazovanie poverhnosti pri dvustoronnem ploskom shlifovanii /S.S. Shahnovskij //Stanki i instrument. – 1982. – № 7. – S. 20–21.
8. Lin, Z.H. An Investigation on the Accuracy of the Double Disc Grinding / Z.H. Lin, C.H. Ku. In: Proceedings of the 22–nd International Machine Tool Design and Research Conference. Manchester, 1981. – Manchester. – 1982. – P. 329–334.
9. Stepanov, Ju.S. Analiz sistem i processov realnogo formoobrazovaniya oppozitnyh torcevyh poverhnostej pri dvustoronnem shlifovanii /Ju.S. Stepanov, L.G. Vajner / Modelirovanie tehnologicheskikh processov mehanicheskoy obrabotki i sborki. – Tom 1. Kollektivnaja monografija / A.Ju. Albagachiev, Ju.A. Al–bagachiev, A.V. Balykov, L.G. Vajner, V.M. Grjazev, V.P. Ivanov, A.V. Kirichek, B.Ja. Mokrickij, A.V. Morozova, P.A. Sablin, Ju.S. Stepanov, A.S. Jamnikov; Pod red. A.V. Kiricheka – M.: Izdatelskij dom «Spektr». – 2013. – S. 227–277.
10. Vajner, L.G. Opredelenie parametrov tehnologicheskogo prostranstva pri dvustoronnej torceshliovalnoj obrabotke / L.G. Vajner // Vestnik mashinostroenija. – 2011. – № 12. – S. 72–77.
11. Vajner, L.G. Issledovanie vozmozhnostej povyshenija tochnosti i proizvoditelnosti processa dvustoronnego torcovogo shlifovanija /L.G. Vajner / Modelirovanie tehnologicheskikh processov abrazivnoj obrabotki. Monografija. / G.V. Barsukov, L.G. Vajner, Ju.V. Vasilenko, A.V. Voronkov, A.A. Djakonov, A.M. Kozlov, A.V., Miheev, A.V. Morozova, P.P. Pereverzev, Ju.S. Stepanov; Pod red. Ju.S. Stepanova i A.V. Kiricheka – M.: Izdatelskij dom «Spektr». – 2011. – S. 63–98.
12. Pat. 126980 Rossiyskaya Federatsiya, MPK V24V7/17. Ustroystvo dlya pravki tortsevykh poverhnostey shlifovalnykh krugov / Vayner L.G., Bogachev A.P., Flusov N.I.; zayavitel i patentooobladatel FGBOU VPO Tikhookeanskiy gosudarstvennyy universitet. – № 2012030811/09; zayavl. 03.08.2012; opubl. 20.04.2013, Byul. № 11. – 3 s.
13. Pat. 136381 Rossiyskaya Federatsiya, MPK V24V53/02. Ustroystvo dlya pravki tortsevykh poverhnostey shlifovalnykh krugov / Vayner L.G.; zayavitel i patentooobladatel FGBOU VPO Tikhookeanskiy gosudarstvennyy universitet. – № 2013140614/11; zayavl. 14.06.2013; opubl. 10.01.2014, Byul. № 1. – 3 s.

Vainer Leonid Grigorievich
Pacific State University,
136, Tihookeanskaya St.,
Khabarovsk, 680035, Russia
Dr. Sc. tech., Prof.
Phone: (4212)–22–43–83
E-mail: lgvainer@mail.ru

Stepanov Yury Sergeyevich
State University ESPC,
29, Naugorskoe shosse, Orel, 302020,
Russia
Dr. Sc. tech., Prof.
Phone: (4862) 41–66–84
E-mail: yury057@yandex.ru

Flusov Nikolay Ivanovich
Pacific State University,
136, Tihookeanskaya St.,
Khabarovsk, 680035, Russia
Phone: (4212)–22–43–83
E-mail: nflusov@mail.ru

А.П. БАБИЧЕВ, Ф.А. ПАСТУХОВ, И.В. ДАВЫДОВА,
К.В. ГУТЕТА, А.М. ЭЛЬ ДАКДУКИ, О.О. ПОЛУШКИН

ВИБРОВОЛНОВАЯ ОЧИСТКА КАРДАНА АВТОМОБИЛЯ ОТ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЗАГРЯЗНЕНИЙ

Представлены результаты экспериментальных исследований виброволновой очистки поверхности карданныго вала (КВ) автомобиля от эксплуатационных и производственных загрязнений в условиях ремонта и утилизации изделий, в том числе при выполнении операций балансировки. Определены оптимальные условия осуществления процесса, предложена технологическая схема модернизации рабочей камеры оборудования.

Ключевые слова: виброволновая обработка, технологическая схема, рабочая камера, опытные образцы, абразивная гранулированная среда, технологическая жидкость.

В процессе эксплуатации автомобиля на поверхности кардана образуются масляно – грязевые загрязнения, коррозия, которые с течением времени становятся плотными и с трудом поддаются удалению. Необходимость очистки возникает при ремонте, утилизации, периодической балансировке.

Конструктивные параметры кардана: форма, размеры (относительно большая длина) создают определенные трудности при выборе метода очистки (МО). Применение методов поэлементной и последовательной обработки связано с повышенной трудоемкостью, применением ручного труда. Применение струйных МО требует соответствующего ограждения рабочей зоны; очистка путем мойки с погружением в ванну с технологической жидкостью не обеспечивает удаление затвердевших загрязнений без дополнительного механического воздействия.

Тем не менее, технологическая схема одновременной обработки всех поверхностей детали является предпочтительной. Таким условиям соответствует виброволновая обработка в гранулированной среде с модернизацией формы и размеров рабочей камеры.

С этой целью проведены экспериментальные исследования процесса очистки поверхности от эксплуатационных загрязнений и опытно – конструктивная разработка модернизации формы и размеров рабочей камеры оборудования. [1]

Исследования процесса очистки произведено на образцах покрытых грязевыми загрязнениями, окалиной, коррозией. [2]

Комплексная очистка произведена на натурных образцах в виде фрагментов (вырезки) кардана после длительной эксплуатации. [3]

Исследовано влияние характеристики рабочей среды на процесс очистки плотно налипшего грунта. [4]

В качестве рабочей среды использовались:

1. Бой абразивных кругов;
2. Металлические стальные шарики $d = 5\text{mm}$;
3. Фарфоровые шары $d = 12\text{mm}$;
4. Абразивные гранулы КЧ40 на полимерной связке, в форме конуса 15×15 .

В качестве ТЖ применялся 10%–ый раствор кальцинированной соды. Результаты исследований представлены на рисунке 1 и в таблице 1.

Анализ результатов показывает, что наиболее эффективно процесс очистки от грунта протекает в среде гранул – бой абразивных кругов. Указанные гранулы характеризуются хорошей самозатачиваемостью что и обеспечивает интенсивное разрушение и удаление грунта.

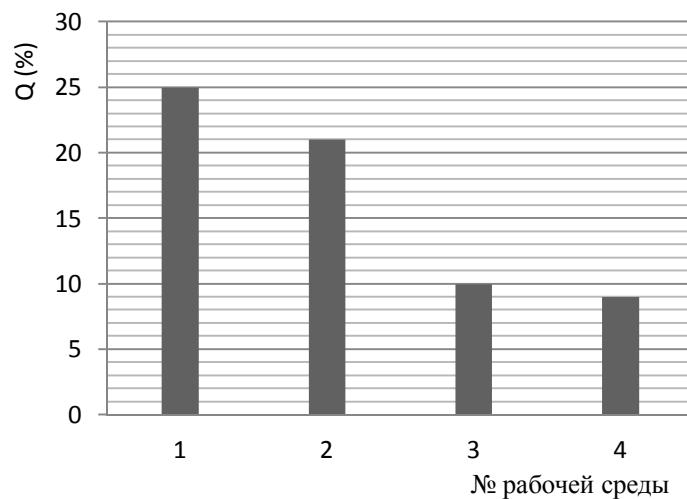


Рисунок 1 – Влияние характеристики рабочей среды на процесс очистки образцов от грунта

Таблица 1 – Результаты исследований влияния характеристики рабочей среды на процесс очистки плотно налипшего грунта.

Номер рабочей среды	Время до полной очистки от грунта t , мин	Средний процент очистки за 30мин $Q(%)$	Вид поверхности после обработки
1	120	25	Поверхность гладкая стального цвета
2	140	21	Поверхность гладкая стального цвета
3	300	10	Поверхность гладкая стального цвета
4	330	9	Поверхность гладкая стального цвета

С учетом существенного влияния химических веществ на процесс очистки проведены эксперименты в следующих растворах:

1. Вода + 5% смывки старой краски (ТУ 6– 00–00210051–96);
2. Вода + 2% едкого натра;
3. 10%–ый раствор кальцинированной соды;
4. Проточная вода.

Результаты исследований представлены на рисунке 2 и в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты исследований влияния химических веществ на процесс очистки.

Номер раствора	Время до полной очистки от грунта t , мин	Средний процент очистки за 30мин. $Q(%)$	Вид поверхности после обработки
1	30	100	Поверхность гладкая стального цвета
2	40	75	Поверхность гладкая стального цвета
3	120	25	Поверхность гладкая стального цвета
4	120	25	Поверхность гладкая стального цвета

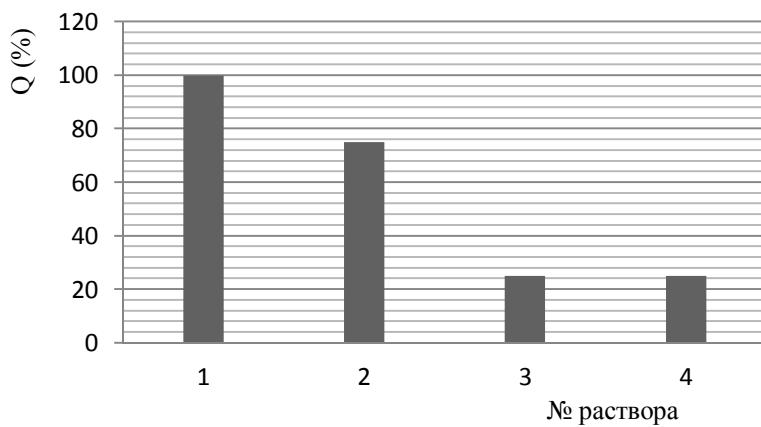


Рисунок 2 – Влияние характеристики технологической жидкости на процесс очистки образов от грунта

Анализ результатов показывает, что наиболее эффективно процесс очистки от грунта протекает в среде щелочных ТЖ (едкий натр (20 г/л) + жидкое стекло (30 г/л). Указанные щелочные растворы характеризуются хорошей способностью разрушения контакта между загрязнением и поверхностью деталей, что и обеспечивает интенсивное удаление грунта.

С учетом существенного влияния характеристики рабочей среды на процесс очистки образцов от окалины проведены эксперименты в следующих рабочих средах:

№ 1 – Абразивные гранулы ПТ 15x15 (призма трехгранная) ЭБ8СТ1К;

№ 2 – Абразивные гранулы на полимерной связке, КЧМ40(П) конус 15x15;

№ 3 – Фарфоровые шары Ø12 мм;

№ 4 – Дроблённый абразив «байкалит» зернистость 4–6; гранулы 15–20мм.

Во всех случаях применялось химическое травление в растворе следующего состава (г/л):

- Серная кислота 400 г/л
- Соляная кислота 250 г/л
- Катапин 3 г/л

Температура раствора – комнатная.

В качестве образцов приняты кольца из стали ШХ-15 с плотным слоем окалины, вес образца 70 г. Результаты эксперимента приведены в таблице 3 и рисунке 3.

Таблица 3 – Результаты эксперимента влияния характеристики рабочей среды на процесс очистки.

Номер рабочей среды	Время до полной очистки от окалины. t, мин	Средний съем металла за 15 мин. Q, г	Вид поверхности после обработки
1	15	0,21	Поверхность гладкая стального цвета
2	20	0,185	Поверхность гладкая стального цвета
3	20	0,18	Поверхность гладкая стального цвета
4	25	0,168	Поверхность гладкая стального цвета

1 – ПТ15x15; 2 – Ролики стальные ШХ15; 3 – Фарфоровые шары; 4 – Дробленый абразив «Байкалит»

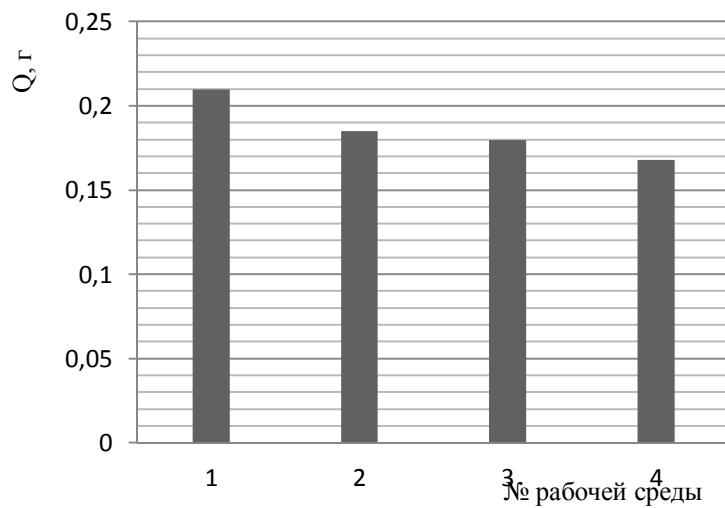


Рисунок 3 – Влияние характеристики рабочей среды на процесс очистки от окалины

Влияние состава технологической жидкости на результаты очистки от окалины представлены на рисунке 4 и в таблице 4.

Таблица 4 – Результаты эксперимента влияния состава технологической жидкости на результаты очистки.

Номер раствора	Время до полной очистки от окалины, t, мин	Средний съем металла за 15 мин. Q, г	Вид поверхности после обработки
1	15	0,21	Поверхность гладкая стального цвета
2	35	0,12	Поверхность гладкая стального цвета
3	50	0,10	Поверхность гладкая стального цвета

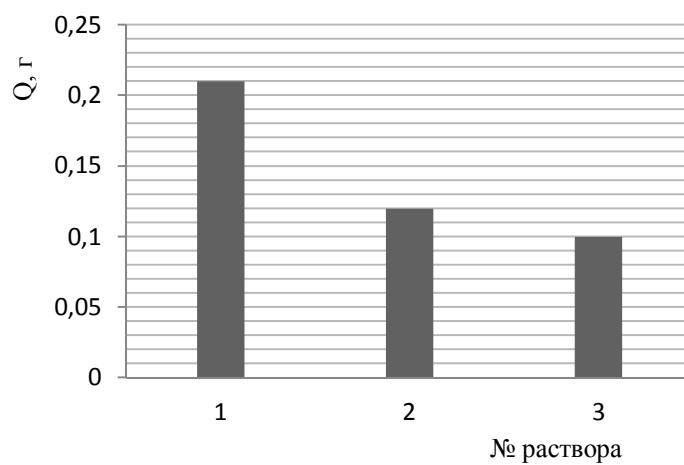


Рисунок 4 – Влияние состава раствора на процесс очистки от окалины

Анализ результатов показывает, что наиболее эффективно процесс очистки протекает в среде абразивных гранул ПТ 15x15, изготавливаемых из электрокорунда белого на керамической связке. Указанные гранулы характеризуются хорошей самозатачиваемостью, что и обеспечивает интенсивное удаление окалины.

На основе анализа полученных результатов сущность очистки представляется следующим образом: удаление окалины с обрабатываемой поверхности является следствием комплексного воздействия многочисленных микро ударов частиц рабочей среды, осуществляющих царапающее (скалывающее) и истирающее действие, и химических веществ, вводимых в состав ТЖ, способствующих химическому разрушению пленки окалины.

Очистку образцов от коррозии производили в среде абразивных гранул на полимерной связке в форме конуса 15x15 мм, КЧ40, при непрерывной подаче ТЖ 2–5 % водного раствора кальцинированной соды. Результаты экспериментов приведены на рисунке 5 и в таблице 5.

Таблица 5 – Результаты экспериментов влияние продолжительности обработки на очищенность поверхности от коррозии.

Время обработки, t мин.	10	20	30	40	50	60
Степень очищенности от коррозии, Q %	30	50	65	80	90	100

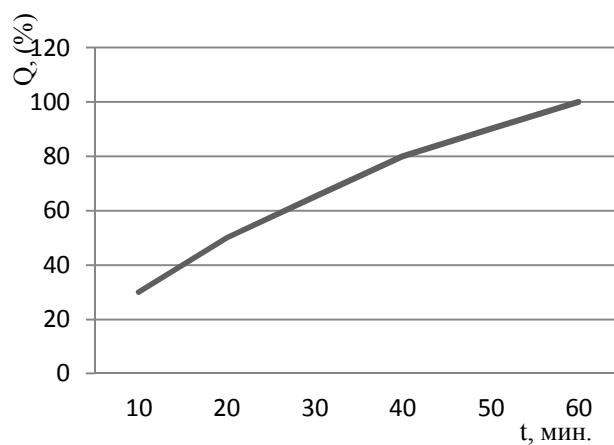


Рисунок 5 – Влияние продолжительности обработки на очищенность поверхности от коррозии

Комплексная очистка образцов в виде фрагментов карданныго вала произведена с учётом полученных результатов на специальных образцах (удаление грунта, окалины, коррозии).

Наряду с фрагментами КВ обработке подвергались, вилка и крестовина кардана. Обработка осуществлялась в рабочей камере объемом 40 дм³. в свободном состоянии.

В качестве рабочей среды приняты абразивные гранулы (ПТ 10x15 – трёхгранные призмы) зернистость 8 – 10, на керамической связке, твёрдости СТ.

Режим и продолжительность обработки: А =3,5мм, f = 33 Гц, t =30мин.; в качестве технологической жидкости применялся водный раствор моющего средства (автошампунь); проверка результатов обработки производилась визуально.

Принятые условия обработки обеспечивают очистку поверхности от загрязнений в виде наслоений плотного грунта, коррозии, масляных пятен. На рисунке 6 представлены фрагменты КВ до и после обработки.



Рисунок 6 – Фрагменты КВ: а – до обработки; б – после обработки

В качестве оборудования для осуществления обработки КВ рекомендован вибрационный станок модели ВУ350 с модернизацией конструкции рабочей камеры в виде дополнения устройствами обеспечивающими установку и закрепление деталей различной длины, принудительную круговую подачу.

Техническая характеристика станка:

Количество рабочих камер	1
Объем рабочей камеры, дм ³	350
Амплитуда колебаний, мм	0 – 5
Частота колебаний, Гц	20; 25; 30.
Максимальная масса загрузки, кг	1000
Мощность электродвигателя, кВт	7
Размеры, мм:	
Длина	2150
Ширина	1800
Высота	1500
Масса, кг	1800

На рисунке 7 представлена технологическая схема модернизации рабочей камеры.

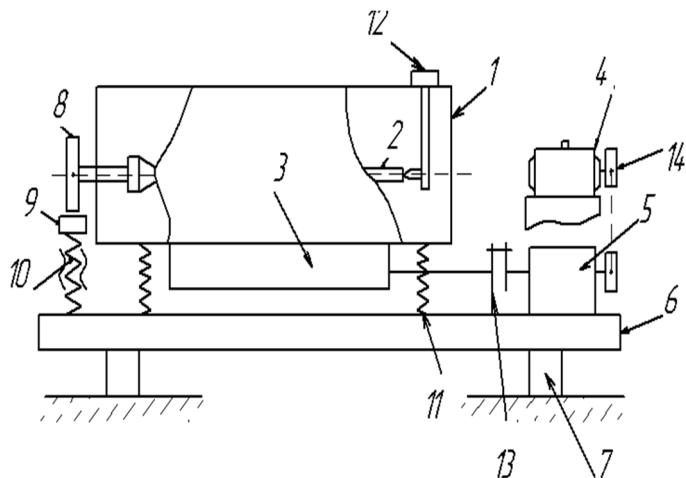


Рисунок 7 – Технологическая схема модернизации рабочей камеры:

1 – корпус рабочей камеры; 2 – Обрабатываемая деталь; 3 – вибратор; 4 – электродвигатель; 5 – промежуточная опора; 6 – основание; 7 – амортизатор; 8 – барабан; 9 – колодка регулируемая; 10 – опора регулируемая; 11 – пружина; 12 – опора придвижная; 13 – гибкая муфта; 14 – шкив;

Определены условия осуществления эффективной очистки поверхности карданныго вала от эксплуатационных и производственных загрязнений в виде плотных наслоений грунта, масел, коррозии: режимы и продолжительность обработки, характеристика инструментальной среды (абразивные гранулы), состав технологическая жидкости (ТЖ); разработана технологическая схема модернизации рабочей камеры с учётом конструктивных особенностей обрабатываемой детали (размеры, форма, технологические требования).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бабичев, А.П. Основы вибрационной технологии: монография/ А.П. Бабичев, И.А. Бабичев; 2-е изд., перераб. и доп. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2008. – 694 с.
2. Димов, Ю.В. К вопросу взаимодействия гранул с обрабатываемой поверхностью при объёмной обработке / Ю.В. Димов, Г.В. Литовка // Пути интенсификации производственных процессов при механической обработке: сб. науч. ст.; ТПИ. – Томск. – 1979. – С. 135–139.
3. Елисеев, В.И. Интенсификация виброобработки сепараторов подшипников путем управления режимами в цикле процесса / В.И. Елисеев // Совершенствование существующих и создание новых процессов изготовления деталей и изделий в машиностроении: мат-лы семинара / под науч. ред. Д.Г. Евсеева, В.А. Подзей, А.А. Ершова, Н.В. Терехова; МДНТП им. Ф.Э. Дзержинского. – М. – 1987. – С. 39–42.

4. Карташов, И.Н. Обработка деталей свободными абразивами в вибрирующих резервуарах / И.Н. Карташов. М.Е. Шаинский. – Киев: Вища шк., 1975. – 188 с.

Бабичев Анатолий Прокофьевич
Доктор технических наук,
профессор член корреспондент
академии технологических наук
ДГТУ
Тел.: (8632) 2738–513
E-mail: vibrotech@mail.ru

Гутета Вейсса Кабета
аспирант кафедры «ТМс» ДГТУ,
E-mail: uni100@yahoo.com

Пастухов Филипп Андреевич
Ведущий инженер НИИ
«Вибroteхнология» ДГТУ,
Тел.: (8632) 2738–360
E-mail: vibrotech@mail.ru

ЭльДакдукки Ахмад
аспирант кафедры «ТМс» ДГТУ
E-mail: El_dakdoukia81@mail.ru

Давыдова Ирина Вазгеновна
Кандидат технических наук,
доцент кафедры «ТМс» ДГТУ,
Тел.: (8632) 2738–360
E-mail: vibrotech@mail.ru

Полушкин Олег Олегович
Кандидат технических наук,
доцент, ООО «Энсет»
(www.enset.ru)
Тел.: (8632) 73–87–71

A.P. BABITCHEV, Ph. A. PASTUKHOV, I.V. DAVIDOVA,
K.W. GUTETA, A.M. EL DAKDOUKI, O.O. POLUSHKIN

PROPELLER SHAFT PERFORMANCE AND INDUSTRIAL POLLUTION CLEANING BY VIBRATION WAVE

Experimental studies presents the results of vibration wave surface cleaning of propeller shaft (PS) on the car performance and industrial pollution in terms of repair and recycling, including when performing car balancing. The optimal condition of implementation process was determined, proposed modernization of technological scheme of the working chamber of the equipment.

Keywords: vibration wave processing, technological scheme, working chamber, experimental samples, abrasive granular medium, process fluid.

BIBLIOGRAPHY

1. Babichev, A.P. Osnovy vibratsionnoy tekhnologii: monografiya/ A.P. Babichev, I.A. Babichev; 2–ye izd., pererab. i dop. – Rostov n/D: Izdatelskiy tsentr DGTU, 2008. – 694 s.
2. Dimov, YU.V. K voprosu vzaimodeystviya granul s obrabatyvayemoy poverkhnostyu pri obyomnoy obrabotke / YU.V. Dimov, G.V. Litovka // Puti intensifikatsii proizvodstvennykh protsessov pri mekhanicheskoy obrabotke: sb. nauch. st.; TPI. – Tomsk. – 1979. – S. 135–139.
3. Yeliseyev, V.I. Intensifikatsiya vibroobrabotki separatorov podshipnikov putem upravleniya rezhimami v tsikle protsessa / V.I. Yeliseyev // Sovershenstvovaniye sushchestvuyushchikh i sozdaniye novykh protsessov izgotovleniya detaley i izdeliy v mashinostroyenii: mat–ly seminara / pod nauch. red. D.G. Yevseyeva, V.A. Podzey, A.A. Yershova, N.V. Terekhova; MDNTP im. F.E. Dzerzhinskogo. – M. – 1987. – S. 39–42.
4. Kartashov, I.N. Obrabotka detaley svobodnymi abrazivami v vibriruyushchikh rezervuarakh / I.N. Kartashov. M.Ye. Shainskiy. – Kiyev: Vishcha shk., 1975. – 188 s.

Babichev Anatoliy Prokofyevich
Doctor of Technical Sciences,
Professor Member of the Academy of
Technological Sciences DSTU
Tel.: (8632) 2738–513
E-mail: vibrotech@mail.ru

Guteta Veyssa Kabeta
Postgraduate student of «TMS»
DSTU,
E-mail: uni100@yahoo.com

Pastukhov Filipp Andreyevich
Leading engineer Research Institute
«Vibrotehnologiya» DSTU,
Tel.: (8632) 2738–360
E-mail: vibrotech@mail.ru

El'Dakdukki Akhmad
Postgraduate student of «TMS»
DSTU
E-mail: El_dakdoukia81@mail.ru

Davydova Irina Vazgenovna
Ph.D., associate professor of «TMS»
DSTU,
Tel.: (8632) 2738–360
E-mail: vibrotech@mail.ru

Polushkin Oleg Olegovich
Ph.D., associate professor of «Enset»
(www.enset.ru)
Tel.: (8632) 73–87–71

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЙ РЕЖИМНОЙ ОБЛАСТИ ГИДРОАБРАЗИВНОГО РЕЗАНИЯ МНОГОСЛОЙНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Авторами статьи установлена функциональная зависимость величины межслойного зазора пакета материалов от диаметра зерна, физико-механических свойств материала и режимов резания, что позволило разработать технологические рекомендации по определению энергоэффективной режимной области гидроабразивного резания многослойных материалов.

Ключевые слова: гидроабразивное резание, многослойные материалы, пакет материалов, межслойный зазор.

В мировой практике накоплен значительный опыт резания материалов по сложному контуру с использованием механических методов, энергии ультразвука, плазмы, лазера, гидроабразивной струи и др. Для резания заготовок из листа толщиной до 10 мм наиболее предпочтительна лазерная резка, как более производительная и менее энергоемкая [1].

При массовой вырезке однотипных деталей из листов применяют пакетную резку. В этом случае стоимость резания одного погонного метра металла гидроабразивной струей, как основного конкурента лазеру, не превышает стоимость при лазерной резке [2].

Целесообразность применения пакетной резки материалов гидроабразивной струей определяется следующими преимуществами: возможностью вырезки тонколистовых деталей по любому контуру без оплавления кромок и коробления листов; снижением расхода абразива по сравнению с резкой отдельных листов; высокой производительностью; идентичностью и точностью форм деталей, вырезанных из одного пакета [3].

Большое значение для получения хороших результатов при пакетной резке имеет квалифицированная подготовка листов и правильная сборка пакета. При наличии зазоров гидроабразивная струя искривляется и растекается в стороны, наблюдается локальный подъем уложенных листов, образуются завихрения, которые препятствуют сквозному прорезанию материала. Для обеспечения устойчивости процесса пакетной резки материалов гидроабразивной струей место обработки дополнительно стягивается, что накладывает существенные ограничения на возможность вырезания деталей по сложному контуру.

Листы, предназначенные для пакетной резки, тщательно выправляются, очищаются от грязи, ржавчины, окалины, удаляются местные отгибы, зазубрины и крупные заусенцы.

Существенно снизить время на подготовительные работы позволяет разработанный в ходе исследования способ сборки пакета материалов с технологическим межслойным зазором, который позволяет: исключить образование водных пробок в межслойной зоне; улучшить условия отвода из зоны резания продуктов разрушения; повысить эффективность гидроабразивной струи; вывести из зоны разрушения отработанный абразив.

Однако создание межслойного зазора ведет к снижению точности, вследствие расширения струи и ее отклонения по толщине пакета, что обуславливает необходимость разработки математических моделей позволяющих назначать не только технологические режимы резания, но и конструктивные параметры пакета материалов [4, 5].

Авторами статьи разработаны математические модели разрушения пакетированного материала под действием гидроабразивной струи, позволяющие назначить технологические режимы резания и конструктивные параметры пакета [6].

При моделировании проникания абразивного зерна в металлы в качестве модели преграды использована модель пластиически сжимаемой среды, которая при нагружении изменяет свою плотность по определенному закону, а при разгрузке сохраняет плотность, полученную при нагружении (рисунок 1).

Основные уравнения такой среды для случая одномерного движения:

$$\frac{1}{\phi + 1} \frac{\partial}{\partial r} (r + u)^\phi + 1 = \frac{\rho_0}{\rho} r^\phi, \quad (1)$$

$$\rho_0 r^\phi \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = (r + u)^\phi \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + (\sigma_r + \sigma_\phi) \frac{\partial}{\partial r} (r + u)^\phi, \quad (2)$$

где r – начальное расстояние частицы от центра симметрии;
 u – смещение частицы;
 t – время;
 ρ_0, ρ – начальная и текущая массовая плотность частиц металла;
 σ_r – радиальное напряжение;
 σ_φ – тангенциальное напряжение;
 $\phi = 2, 1, 0$ – соответственно для сферического, цилиндрического и плоского случая движения.

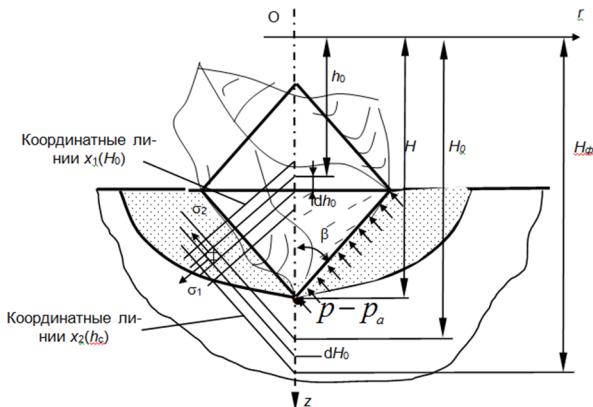


Рисунок 1 – Схема проникания зерна в поверхность металла

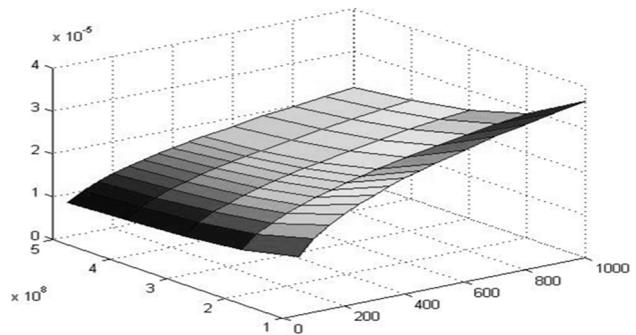


Рисунок 2 – Влияние скорости и предела текучести материала на глубину проникания зерна

Решая (1), (2) получено выражение для определения давления на поверхности проникающей абразивной частицы [7]:

– поверхности проникающей абразивной частицы:

$$p - p_a = \dot{H} \eta_k \frac{\rho_0}{vb} \left(a^{\frac{v}{2}} - 1 \right) \sin^2 \beta + \dot{H}^2 \frac{\rho_0}{b(v-2)} \left[\frac{v-2}{v} \left(a^{\frac{v}{2}} - 1 \right) + b(v-2)a^{\frac{v}{2}} - \left(a^{\frac{v}{2}-1} - 1 \right) \right] \sin^2 \beta + \left(a^{\frac{v}{2}} - 1 \right) \left(p_a + \frac{\tau_0}{v(1+\mu)} \right), \quad (3)$$

где $\frac{\rho_0}{\rho(r)} = b = const$, $a = \frac{1}{1-b}$, $v = \frac{2\mu}{1+\mu}$;

$\rho(r)$ – плотность металла за ударной волной;

p_a – давление на свободной поверхности;

μ – коэффициент Пуассона;

$\eta_k = H_k - h_0$ – значение координаты конуса.

Используя выражение (3), разработана математическая модель максимальной глубины проникания зерна в материал (рисунок 2):

$$H = \left(\frac{1}{\chi \omega} \left[\left(\frac{V^2 a}{c} + 1 \right)^{\frac{3\omega}{\alpha}} - 1 \right] \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (4)$$

где $\alpha = \frac{2\pi\rho_0 \operatorname{tg}^2 \beta \sin^2 \beta}{mb(v-2)} \left\{ \frac{v-2}{v} \left(a^{\frac{v}{2}} - 1 \right) + b(v-2)a^{\frac{v}{2}} - \left(a^{\frac{v}{2}-1} - 1 \right) \right\}$,

$$\chi = 1 + \mu_0 \operatorname{ctg} \beta, \quad \omega = \frac{2\pi\rho_0 \operatorname{tg}^2 \beta \sin^2 \beta \left(a^{\frac{v}{2}} - 1 \right)}{3mvb};$$

V – максимальная скорость проникания;

m – масса абразивного зерна.

Авторами статьи решена задача о проникновении зерна в материал, когда угол между контактной поверхностью и осью симметрии внедряемой частицы α небольшой. Сделаны следующие допущения: величина заглубления зерна в материал меньше его радиуса; угловая скорость вращения зерна вокруг оси симметрии отсутствует, а вокруг центра масс равна нулю в начальный момент контакта; вектор скорости зерна совпадает с осью его симметрии; форму абразивного зерна аппроксимируем двумя конусами, имеющими общее основание, вершины которых находятся по разные стороны на одинаковом расстоянии.

Получено уравнение избыточного давления, действующего на поверхность контакта абразивного зерна с материалом:

$$p = V^2 \frac{\rho_0}{b(v-2)} \left[\frac{v-2}{v} \left(\frac{v}{a^2} - 1 \right) + b(v-2)a^2 - \left(\frac{v}{a^2} - 1 \right) \right] \sin^2 \beta + \\ + \left(\frac{v}{a^2} - 1 \right) \left(p_0 + \frac{\tau_0}{v(1+\mu)} \right), \quad (5)$$

Используя (5), разработана модель объема удаляемого единичным зерном:

$$U = \frac{d^2}{8} \int_L^0 \left[\frac{\pi}{180} \arcsin \frac{2\sqrt{d(\eta - H_0) - (\eta - H_0)^2}}{d} - \frac{2\sqrt{d(\eta - H_0) - (\eta - H_0)^2}}{d} \times \right. \\ \left. \times \sqrt{1 - \left(\frac{2\sqrt{d(\eta - H_0) - (\eta - H_0)^2}}{d} \right)^2} \right] dx, \quad (6)$$

где d – диаметр зерна;

$V = \dot{H}$;

$H_0 = \eta - \Delta$;

L – длина царапины от выступов микрорельефа зерна;

$\Delta = f(V, d, \alpha, \beta, \mu)$ – глубина врезания зерна в поверхность (рисунок 3).

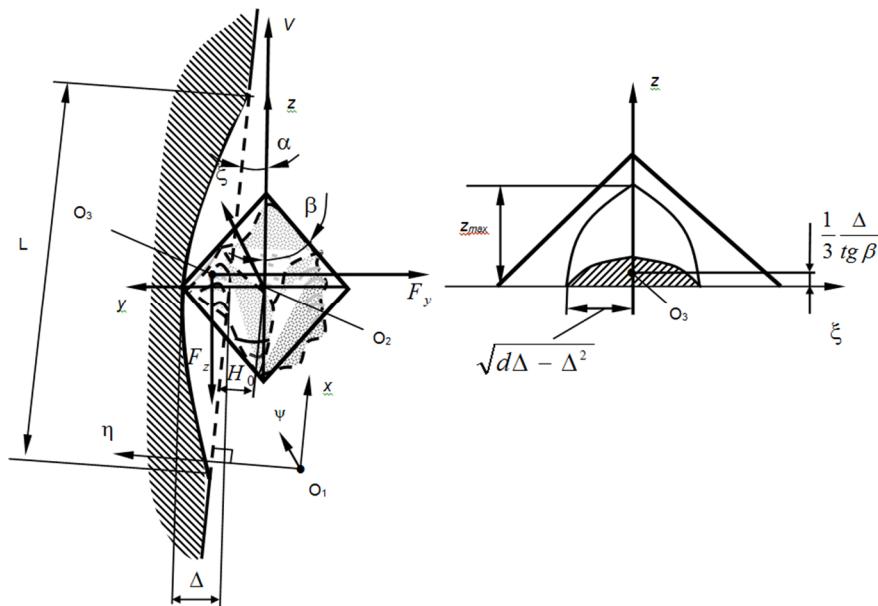


Рисунок 3 – Схема взаимодействия абразивной частицы с поверхностью обрабатываемого материала

Обеспечить идентичностью и точность форм деталей, вырезанных из одного пакета, позволяет моделирование активной границы сверхзвуковой двухфазной струи в межслойной зоне.

Исследуя закон распространения жидкостной струи круглого сечения, при наличии распределенных по ее сечению твердых частиц разработана модель изменения радиуса двухфазной струи от межслойного расстояния:

$$r_{cmp} = 0,22(x - r_1) \frac{B_2 + (0,5A_2 - C_2)s}{B_2 + (A_2 - C_2)s}. \quad (7)$$

где A_2, B_2, C_2 – коэффициенты, учитывающие изменение профиля скорости и концентрации частиц в поперечном сечении струи;

x – межслойное расстояние;

r_1 – исходный радиус струи.

Выражение для расчета подачи сопла при условии неизменности ориентации и скорости абразивных частиц по сечению струи представлено в виде:

$$S = \frac{U \cdot n}{2b_m \cdot r_{cmp}}, \quad (8)$$

где n – количество частиц участвующих в резании,

b_m – толщина обрабатываемого материала.

В работе получено уравнение для определения количества частиц на периферии струи участвующих в резании:

$$n = \frac{0,5\pi(r_{cmp}^2 - r_c^2) + r_{cmp}^2 \left[2\arccos\left(1 - \frac{d_3}{r_{cmp}}\right) - \sin\left(2\arccos\left(1 - \frac{d_3}{r_{cmp}}\right)\right) \right]}{\pi r_{cmp}^2} n_0, \quad (9)$$

где d_3 – диаметр абразивного зерна;

n_0 – общее количество частиц пролетающих через поперечный срез сопла в определенный промежуток времени.

Основным фактором разрушения материала является наличие в струе абразивных частиц, поэтому для начала расчета необходимо определить число частиц участвующее в резании на каждом слое.

По зависимости (9) определяется количество абразивных частиц участвующих в резании для первого слоя n_1 . Далее, учитывая расширение струи в межслойной зоне по зависимости (7) определяется количество абразивных частиц участвующих в резании для второго слоя n_2 .

Таким образом, можно записать число абразивных частиц участвующих в резании для произвольного k -го слоя:

$$n_k = \frac{0,5\pi(r_{cmp_k}^2 - r_{cmp_{k-1}}^2) + r_{cmp_k}^2 \left[2\arccos\left(1 - \frac{d_3}{r_{cmp_k}}\right) - \sin\left(2\arccos\left(1 - \frac{d_3}{r_{cmp_k}}\right)\right) \right]}{\pi r_{cmp_k}^2} (n_{k-1} - n_{k-2} - \dots - n_1). \quad (10)$$

Тогда выражение для определения подачи сопла при резании пакетированного материала запишем в следующем виде:

$$S_k = \frac{U_k \cdot n'_k}{2b_{m_k} \cdot r_{cmp_k}}$$

где b_{m_k} – толщина k -го слоя

n'_k – необходимое количество абразивных частиц для прорезания материала толщиной b_{m_k} .

Условие сквозного проникания для k -го слоя запишем в виде:

$$U_k = \frac{U_{k-1} \cdot n_{k-1} \cdot 2b_{m_k} \cdot r_{cmp_k}}{2b_{m_{k-1}} \cdot r_{cmp_{k-1}} \cdot n_k}. \quad (11)$$

Разрешая пошагово систему уравнений движения абразивной частицы с подвижными граничными условиями, получим зависимость подачи сопла при гидроабразивном резании от давления истечения струи, толщины материала, природы самого материала, формы абразива, количества слоев, зазора между слоями, степени упрочнения в области резания и расхода абразива.

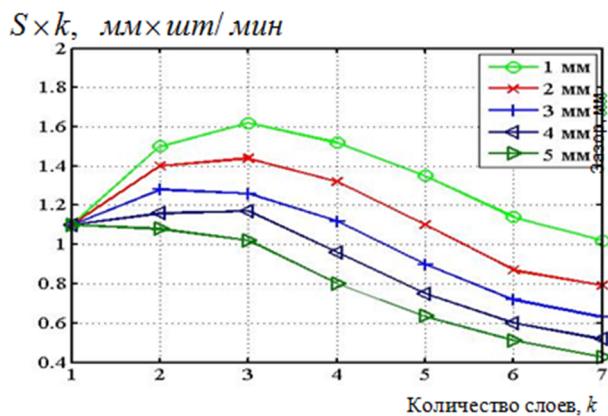


Рисунок 4 – Оценка эффективности резания пакетов материала гидроабразивной струей

Зная подачу сопла, можно определить эффективное количество слоев, при которых пакетная резка с зазором экономически выгодна [8]. На основе просчитанных вариантов раскряя разработаны технологические рекомендации по определению энергоэффективной режимной области гидроабразивного резания многослойных материалов.

Так, рекомендуется оптимальное число слоев в пакете от 2 до 5 при толщине листа от 0,3 мм до 5 мм. Эффективный зазор варьируется в пределах от 0,8 мм до 1,5 мм, что позволяет обеспечить лучший отвод отработанной рабочей жидкости из зоны резания. Максимальная подача при резании пакетированного материала наблюдается при использовании абразивных частиц размером от 100 мкм до 130мкм.

Таким образом, установлена функциональная зависимость величины межслойного зазора пакета материалов от диаметра зерна, физико-механических свойств материала и режимов резания, обеспечивающая повышение производительности обработки за счет улучшения условий отвода рабочей жидкости из зоны резания. Эффективный зазор варьируется в пределах от 0,8 мм до 1,5 мм.

Разработаны технологические рекомендации выбора режимов резания и конструктивные параметры пакета материалов. Рекомендуется применять резание пакетов материалов гидроабразивной струей с технологическим межслойным зазором при изготовлении больших партий однотипных деталей с минимальным линейным размером от 100 мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Галиновский, А.Л. Минимизация технологической себестоимости гидроабразивного резания с учетом стоимостных и технологических параметров процесса обработки / А.Л. Галиновский, В.А. Тарасов, В.М. Елфимов // Известия высших учебных заведений «Машиностроение». – 2011. – № 4. – С. 46 – 54.
- Степанов, Ю.С. Современные технологии гидро- и гидроабразивной обработки заготовок / Ю.С. Степанов, Г.В. Барсуков, Е.Г. Алошин // Наукоемкие технологии в машиностроении. – 2012. – № 6. – С. 15 – 20.
- Степанов, Ю.С. Формирование качества поверхности слоя деталей при резании сверхзвуковой струей жидкости / Ю.С. Степанов, Г.В. Барсуков // СТИН. – 2003. – № 10. – С. 15 – 17.
- Барсуков, Г.В. Определение производительности гидроабразивного резания с учетом характеристик абразивного зерна / Г.В. Барсуков, А.В. Михеев // Справочник. Инженерный журнал. – 2008. – № 1. – С. 9 – 14.
- Барсуков, Г.В. Влияние параметров течения сверхзвуковой гидроабразивной струи на геометрическую форму поверхности разрушения преграды / Г.В. Барсуков Ю.С. Степанов, А.В. Михеев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2012. – № 2 – 5. С. 53 – 63.
- Степанов, Ю.С. Моделирование разрушения многослойной преграды с газовым зазором под действием сверхзвукового струйного потока свободных абразивных частиц / Ю.С. Степанов, Г.В. Барсуков, А.В. Михеев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии– № 4–2. – 2010. – С. 65 – 70.

7. Барсуков, Г.В. Моделирование напряженного состояния слоистого материала под действием сверхзвуковой гидроабразивной струи / Г.В. Барсуков, А.В. Михеев, Т.А. Журавлева // Интернет-журнал «Мир Науки». – 2014. – Выпуск 4 (6). – С. 52 – 62.

8. Барсуков, Г.В. Оптимизация энергетических затрат технологии резания материалов гидроабразивной струей / Г.В. Барсуков, А.В. Михеев, А.А. Александров // Наука и мир. – 2013. – № 2. – С. 46 – 49.

Барсуков Геннадий Валерьевич

Госуниверситет – УНПК, г. Орел

Доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой КТОМП

Тел. (4862) 54–14–51

E-mail: awj@list.ru

Михеев Александр Васильевич

Госуниверситет – УНПК, г. Орел

Кандидат технических наук, докторант

Тел. (4862) 54–14–51

E-mail: awj@list.ru

Черепенеко Аркадий Анатольевич

Госуниверситет – УНПК, г. Орел

Доктор технических наук, проф. каф. КТОМП

Тел. (4862) 54–14–51

E-mail: awj@list.ru

Бурнашов Михаил Анатольевич

Госуниверситет – УНПК, г. Орел

Доктор технических наук, проф. каф. КТОМП

Тел. (4862) 54–14–51

E-mail: awj@list.ru

A.V. MIKHEEV, G.V. BARSUKOV, A.A. CHEREPENKO, M.A. BURNASHOV

**DEVELOPMENT OF RECOMMENDATIONS ON TECHNOLOGY
DETERMINATION ENERGY EFFICIENCY REGIME
REGION PRESSURE WATER CUTTING LAMINATES**

The authors set the functional dependence of the interlayer gap packet of materials from the grain diameter, physical and mechanical properties of the material and cutting conditions that allowed the development of technological advice on determination energy efficiency regime region pressure water cutting laminates.

Keywords: abrasive waterjet cutting, multilayer materials, package materials, inter-gap.

BIBLIOGRAPHY

1. Galinovskiy, A.L. Minimizatsiya tekhnologicheskoy sebestoimosti gidroabrazivnogo rezaniya s uche-tom stoimostnykh i tekhnologicheskikh parametrov protsessov obrabotki / A.L. Galinovskiy, V.A. Tarasov, V.M. Yelfimov // Izvestiya vuzovskikh uchebnykh zavedeniy «Mashinostroyenie». – 2011. – № 4. – S. 46 – 54.

2. Stepanov, Y.U.S. Sovremennyye tekhnologii gidro- i hidroabrazivnykh obrabotok zagotovok / Y.U.S. Stepanov, G.V. Barsukov, Ye.G. Alyushin // Naukovye tekhnologii v mashinostroyenii. – 2012. – № 6. – S. 15 – 20.

3. Stepanov, Y.U.S. Formirovaniye kachestva poverkhnostnogo slova detalei pri rezaniye sverkhzvukovoy struyey zhidkosti / Y.U.S. Stepanov, G.V. Barsukov // STIN. – 2003. – № 10. – S. 15 – 17.

4. Barsukov, G.V. Opredeleniye proizvoditelnosti hidroabrazivnogo rezaniya s uchetom kharakteristik abrazivnogo zerna / G.V. Barsukov, A.V. Mikheev // Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal. – 2008. – № 1. – S. 9 – 14.

5. Barsukov, G.V. Vlivaniye parametrov techeniya sverkhzvukovoy hidroabrazivnykh strui na geometricheskuyu formu poverkhnosti razrusheniya pregrady / G.V. Barsukov, Y.U.S. Stepanov, A.V. Mikheyev // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2012. – № 2 – 5. S. 53 – 63.

6. Stepanov, Y.U.S. Modelirovaniye razrusheniya mnogosloynoy pregrady s gazovym zazorom pod devstvivym sverkhzvukovogo struyennogo potoka svobodnykh abrazivnykh chashits / Y.U.S. Stepanov, G.V. Barsukov, A.V. Mikheyev // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – № 4 – 2. – 2010. – S. 65 – 70.

7. Barsukov, G.V. Modelirovaniye naprvazhennogo sostovaniya sloistogo materiala pod devstvivym sverkhzvukovoy hidroabrazivnykh strui / G.V. Barsukov, A.V. Mikheyev, T.A. Zhuravleva // Internet-zhurnal «Mir Nauki». – 2014. – Vypusk 4 (6). – S. 52 – 62.

8. Barsukov, G.V. Optimizatsiya energeticheskikh zatrata tekhnologii rezaniya materialov hidro-abrazivnoy struyey / G.V. Barsukov, A.V. Mikheyev, A.A. Aleksandrov // Nauka i mir. – 2013. – № 2. – S. 46 – 49.

Barsukov Gennadiy Valeryevich

State University – ESPC, Orel

Professor, Head. Department KTOOMP

Tel. (4862) 54–14–51

E-mail: awj@list.ru

Mikheyev Aleksandr Vasilievich

State University – ESPC, Orel

Ph.D.

Tel. (4862) 54–14–51

E-mail: awj@list.ru

Cherepenko Arkadiy Anatolevich

State University – ESPC, Orel

Professor, Department KTOOMP

Tel. (4862) 54–14–51

E-mail: awj@list.ru

Burnashov Mikhail Anatolevich

State University – ESPC, Orel

Professor, Department KTOOMP

Tel. (4862) 54–14–51

E-mail: awj@list.ru

С.И. ВДОВИН, В.А. ЖЕРДОВ, Т.В. ФЕДОРОВ, К.С. ЛУНИН

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАСТИЧЕСКОГО ИЗГИБА ТРУБЫ С ДЕФОРМИРУЕМЫМ СЕЧЕНИЕМ

Предложена оценка овальности сечений изогнутой трубы на основе соблюдения выборочных условий равновесия и варьирования параметров функции, аппроксимирующей радиальные перемещения.

Ключевые слова: статическое равновесие, изменение кривизны средней линии сечения, адекватная аппроксимация перемещений.

Искажение формы проходного сечения, приобретаемое трубами в процессе гибки, снижает их сопротивление усталостному разрушению при циклическом нагружении внутренним давлением [1]. Поэтому некруглость сечений трубопроводов определенного назначения жестко ограничивается отраслевыми стандартами [2, 3].

В теоретических исследованиях [4, 5] средней линии деформированного сечения трубы (окружности радиуса r в исходном состоянии) условно придают правильную овальную форму с двумя осями симметрии. Радиальные перемещения ее точек в полярных координатах ρ , α , φ задают простым выражением: $u_r(\alpha) = -0,5\Delta H \cos 2\alpha$. Приращение высоты сечения $\Delta H < 0$ определяют из условия минимума работы внутренних сил. Изменение кривизны средней линии сечения [4]:

$$\Delta\xi = \frac{(r + u_r)^2 + 2u_r'^2 - u_r''(r + u_r)}{\left[(r + u_r)^2 + u_r'^2\right]^2} - \frac{1}{r} \text{ упрощают к виду: } \Delta\xi_{\text{прибл}} = \frac{-1}{r^2} (u_r + u_r'').$$

Применение формулы $\Delta\xi_{\text{прибл}}$, как и простейшей функции u_r , объясняется трудностями аналитического решения задачи. Современная инженерная теория гибки труб все более тяготеет к применению численных методов. Они позволяют обходиться без вышеуказанного упрощения, для чего имеются достаточные основания. Так при $|\Delta H|/r = 0,2 \dots 0,6$ и $\alpha = 0$ диапазон отношений $\Delta\xi/\Delta\xi_{\text{прибл}}$ составляет $0,8 \dots 0,533$, а при $\alpha = 0,5\pi$ он еще более отличается от единицы.

В данном исследовании задействована вычислительная программа MathCAD, получившая, как и ее аналоги, широкое применение не только в теоретических, но и в практических приложениях. В отличие от упомянутого выше энергетического условия предложены статические. Рассматривается деформированное состояние трубы, изогнутой моментом на радиус R_0 , с аппроксимацией радиального и окружного перемещений функциями:

$$u_r = -0,5\Delta H(\cos \alpha^m - \sin \alpha^m); \quad (1)$$

$$u_\alpha = (r - \rho) \frac{\rho}{r^2} \int \Delta\xi d\alpha + \frac{r^2 + \rho^2}{4R_0} (A \sin 2\alpha + \cos \alpha).$$

Первая из них при $m = 2$ совпадает с первоисточником [4, 5], допустимы и другие четные и целые значения m . Вторая функция также усовершенствована, в нее включили неизвестную A , не связанную с уменьшением высоты сечений ΔH . Обновленные аппроксимирующие функции способствуют получению адекватных выражений внутренних сил. В последующем выводе формул деформаций ε_ρ , ε_α , $\gamma_{\rho\alpha}$ используется условие:

$\varepsilon_\rho + \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\varphi = 0$, где $\varepsilon_\varphi = (\rho + u_r) \sin \alpha / R_0$. Интенсивность деформаций $\varepsilon_i = (2/\sqrt{3}) \sqrt{\varepsilon_\alpha^2 + \varepsilon_\varphi^2 + \varepsilon_\alpha \varepsilon_\varphi + 0,25 \gamma_{\rho\alpha}^2}$, как и ее компоненты, вводим в программу MathCAD функциями координат ρ , α . При этом $\Delta\xi(\alpha)$ и $\Delta\xi_{\text{прибл}}(\alpha)$ задавали приведенными выше выражениями для последующего сравнения результатов. Данные вычислений обнаружили

серьезную погрешность не только формулы $\Delta\xi_{\text{прибл}}$, но также производной $\Delta\xi'_{\text{прибл}}$ и неопределенного интеграла $\int \Delta\xi_{\text{прибл}} d\alpha$, содержащихся в формулах деформаций. Для интегрирования формулы $\Delta\xi$ ее представляли 9-ю членами ряда Фурье с погрешностью менее 5%.

Обратимся к статическому равновесию изогнутой трубы, строгое соблюдение которого, как известно, соответствует достижению минимума полной потенциальной энергии (иными словами – приводит к тем же результатам, что и энергетический подход). Полная система уравнений статики в данном случае неприменима из-за произвольно заданных функций перемещений. Ограничимся выборочными условиями равновесия элемента изогнутой трубы, очерченного на рисунке 1 сплошными линиями.

К числу достоинств предлагаемого подхода относится задание расчетной схемы с окончательными размерами сечений, что немаловажно, учитывая их существенное отличие от исходных. Напряжения σ_α обобщены внутренними силами P_0 и P_1 , последняя оказывается отличной от нуля из-за применения различных допущений, в уравнениях равновесия она не задействована. Равнодействующие P_ϕ напряжений σ_ϕ проецируются на плоскость симметрии элемента и создают момент M_ϕ относительно точки 1, который вместе с M_0 и M_1 уравновешивает противоположное действие силы P_0 . Выполнение условия равновесия $(M_\phi - M_1 + M_0)/[P_0(r + u_r(0))] = 1$ обеспечивается подбором значений неизвестных компонентов ΔH и A функций перемещений. При этом также должно соблюдаться равенство: $P_\phi d\phi = -P_0$. Внутренние силы и моменты определяем соответствующими интегралами по площадкам элемента, при этом значения P_0 и M_1 отрицательны. Подынтегральные выражения содержат функции напряжений, соответствующие формулам:

$$\sigma_\alpha = \frac{2K}{3\varepsilon_i^{1-n}} (2\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\phi); \sigma_\phi = \frac{2K}{3\varepsilon_i^{1-n}} (2\varepsilon_\phi + \varepsilon_\alpha),$$

где K и n – константы степенной функции упрочнения жесткопластического материала трубы.

Радиальными напряжениями пренебрегаем, сдвиги в площадках элемента отсутствуют.

Процедура подбора значений неизвестных ΔH и A реализуется в интерактивном взаимодействии с программой типа MathCAD по методу последовательных приближений, уменьшение погрешности до 0,2% достигается за несколько минут. Затравочное значение неизвестной A , равное $\Delta H R_0/(2r^2)$, в конечном счете возрастает по абсолютной величине на несколько процентов.

Графики на рисунке 2 иллюстрируют результаты предлагаемого решения задачи в сравнении с вариационным [5] (пунктир); исходные данные: относительная толщина стенки трубы $t/r = 0,2$; показатель степени функции упрочнения $n = 0,15$.

При $t = 2$ функция перемещения $u_r(1)$ идентична аналогу [5], и частичное совпадение двух верхних графиков означает близость оценок деформированного состояния изогнутой трубы, полученных различными методами. Расхождение этих графиков при малых радиусах гибки, по-видимому, связано с использованием разных формул изменения кривизны средней линии.

В таком случае формула $\Delta\xi_{\text{прибл}}$ оказывается приемлемой в большой части диапазона относительного радиуса гибки. Ориентировочным критерием выбора t – показателя степени функции (1), значимость которого наглядно продемонстрирована на рисунке 2, является полная потенциальная энергия системы:

$$P = \int_V (\sigma_\phi \varepsilon_\phi + \sigma_\alpha \varepsilon_\alpha + \tau_{\rho\alpha} \gamma_{\rho\alpha}) dV + M_\phi d\phi.$$

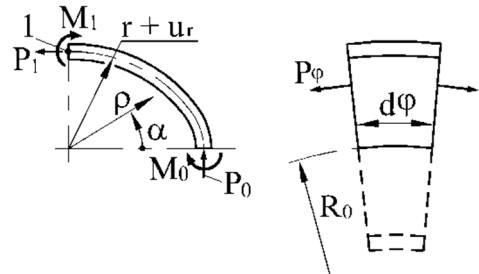


Рисунок 1 – Расчетная схема с обозначениями внутренних сил

где V – объем элемента, показанного на рисунке 1;

M_ϕ – момент напряжений σ_ϕ , создаваемый относительно оси трубы.

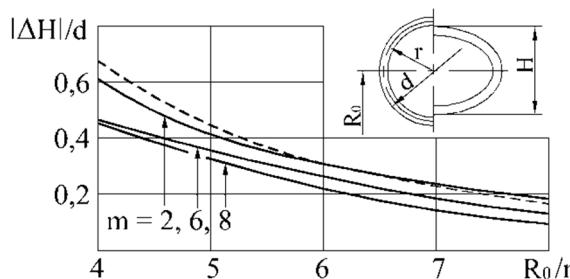


Рисунок 2 – Расчетные зависимости уменьшения высоты сечения трубы от радиуса изогнутой оси и параметра m функции (1)

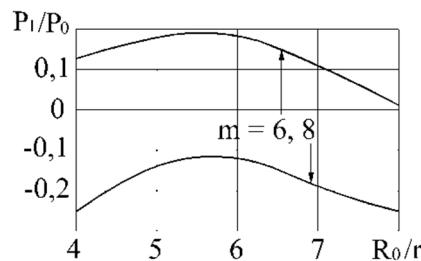


Рисунок 3 – Иллюстрация к выбору адекватного значения m

Подсчет значений P показывает их заметное снижение при уменьшении m до 6 (по сравнению с минимальным m , равным двум), составившее от 6% при $R_0/r = 8$ до 34% при $R_0/r = 4$. Дальнейшее уменьшение m не приводит к значительным изменениям полной потенциальной энергии. Более “чувствительным” индикатором может служить переход через ноль равнодействующей P_1 напряжений σ_a , см. рисунок 1. Отклонения значений P_1 от нуля, вызванные приближенным характером решения задачи, оказались минимальными в условном интервале значений $m = 6 \dots 8$. Графики на рисунке 3 позволяют сделать выбор показателя m в пользу одного из двух целых значений либо приблизительно определить нецелочисленное.

Внутренние силы P_1/P_0 рассчитывали по исходным данным, указанным в пояснениях к рисунку 2. При изменении относительного значения толщины стенки трубы и радиуса гибки могут изменяться границы интервала, в котором оказывается искомый показатель степени функции (1). Так при $t/r = 0,1$ и $R_0/r = 8$ знак отношения P_1/P_0 изменяется между $m = 12$ и $m = 14$. Варьирование n – показателя степени функции упрочнения весьма мало сказывается на рассчитанном уменьшении высоты сечения трубы.

Предлагаемый подход к оценке деформированного состояния изогнутой трубы и его численная реализация в среде компьютерной программы MathCAD позволяют избежать ряда серьезных допущений, присущих аналитическим методам. Полученное решение задачи, основанное на соблюдении выборочных условий равновесия, отличает простой физический смысл разрешающих уравнений и возможность применения в расчетах различных процессов гибки труб. По сравнению с вариационным подходом в его современной интерпретации [6, 7] многократно сокращается трудоемкость вычислений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гальперин, А.И. Машины и оборудование для изготовления криволинейных участков трубопроводов / А.И. Гальперин. – М.: НЕДРА, 1983. – 203 с.
2. Марьин, Б.Н. Гидrogазовые системы летательных аппаратов / Б.Н. Марьин, С.Б. Марьин, А. Г. Прохоров и др. Владивосток: Дальнаука, 2006. – 459 с.
3. Никитин, В.А. Проектирование станков холодной и горячей гибки труб / В.А. Никитин. – СПб.: ОАО «ЦТСС», 2011. – 236 с.
4. Алексеев, Ю.Н. Овальность труб в процессе гибки. В кн.: Вопросы пластического течения металлов / Ю.Н. Алексеев. – Харьков: Изд-во Харьковского ун-та. С. 154 – 164.
5. Билобран, Б.С. Сплющивание тонкостенных труб при холодном пластическом изгибе / Б.С. Билобран // Кузнечно-штамповочное производство. – 1968. – № 7. – С. 20 – 23.
6. Pan, K. On the Plastic Deformation of a Tube During Bending / K. Pan, K.A. Stelson // Journal of Engineering for Industry. – November. – 1995. – Vol. 117. – Issue 4. – P. 494 – 500.
7. Вдовин, С.И. Инженерный метод вариационной оценки пластических деформаций. Ч. 1. Гибка труб/ С.И. Вдовин, Т.В. Федоров. – Орел: Госуниверситет–УНПК, 2013. – 93 с.

Вдовин Сергей Иванович

ФГБОУ ВПО Госуниверситет – УНПК
доктор технических наук, профессор кафедры
«Автоматизированные процессы и машины
бесстружковой обработки материалов»
Тел.: 8–905–167–0517
E-mail: vdovostu@mail.ru

Федоров Тимофей Васильевич

ФГБОУ ВПО Госуниверситет – УНПК
Кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
«Автоматизированные процессы и машины
бесстружковой обработки материалов»
Тел.: 8–905–167–0517
E-mail: vdovostu@mail.ru

Жердов Владислав Анатольевич

ФГБОУ ВПО Госуниверситет – УНПК
Кандидат технических наук, доцент, зав. кафедрой
«Автоматизированные процессы и машины
бесстружковой обработки материалов»
Тел.: 8–905–167–0517
E-mail: vdovostu@mail.ru

Лунин Константин Сергеевич

ФГБОУ ВПО Госуниверситет – УНПК
Аспирант кафедры «Автоматизированные процессы
и машины бесстружковой обработки материалов»
Тел.: 8–905–167–0517
E-mail: vdovostu@mail.ru

S.I. VDOVIN, V.A. CHERNOV, D.V. FEDOROV, K.S. LUNIN

**THEORETICAL STUDY OF PLASTIC PIPE BENDS
WITH A DEFORMABLE CROSS SECTION**

The estimation of oval curved pipes on the basis of compliance with the conditions of equilibrium and random variation of parameters of the function approximating the radial displacement.

Keywords: static balance, the change in curvature middle section line, adequate approximation of displacements.

BIBLIOGRAPHY

1. Galperin, A.I. Mashiny i oborudovaniye dlya izgotovleniya krivolineynykh uchastkov truboprovodov / A.I. Galperin. – M.: NEDRA, 1983. – 203 c.
2. Marin, B.N. Gidrogazovyye sistemy letatelnykh apparatov / B.N. Marin, S.B. Marin, A. G. Prokhorov i dr. Vla–divostok: Dalnauka, 2006. – 459 s.
3. Nikitin, V.A. Proyektirovaniye stankov kholodnoy i goryachey gibki trub / V.A. Nikitin. – SPb.: OAO «TSTSS», 2011. – 236 s.
4. Alekseyev, YU.N. Ovalnost trub v protsesse gibki. V kn.: Voprosy plasticheskogo techeniya metallov / YU.N. Alekseyev. – Kharkov: Izd–vo Kharkovskogo un–ta. S. 154 – 164.
5. Bilobran, B.S. Splyushchivaniye tonkostennyykh trub pri kholodnom plasticheskem izgibe / B.S. Bilobran // Kuznechno–shtampovochnoye proizvodstvo. – 1968. – № 7. – S. 20 – 23.
6. Pan, K. On the Plastic Deformation of a Tube During Bending / K. Pan, K.A. Stelson // Journal of Engineering for Industry. – November. – 1995. – Vol. 117. – Issue 4. – P. 494 – 500.
7. Vdovin, S.I. Inzhenernyy metod variatsionnoy otsenki plasticheskikh deformatsiy. CH. 1. Gibka trub/ S.I. Vdovin, T.V. Fedorov. – Orel: Gosuniversitet–UNPK, 2013. – 93 s.

Vdovin Sergey Ivanovich

VPO State University – ESPC
Doctor of Technical Sciences, Professor of the
Department «Automated processes and machines without
chip material handling
Tel.: 8–905–167–0517
E-mail: vdovostu@mail.ru

Fedorov Timofey Vasilyevich

VPO State University – ESPC
Ph.D., Associate Professor of the Department «Automated
processes and machines without chip material handling»
Tel.: 8–905–167–0517
E-mail: vdovostu@mail.ru

Zherdov Vladislav Anatolyevich

VPO State University – ESPC
Ph.D., Associate Professor, Head. the department
«Automated processes and machines without chip material
handling»
Tel.: 8–905–167–0517
E-mail: vdovostu@mail.ru

Lunin Konstantin Sergeevich

VPO State University – ESPC
Post–graduate student of the department «Automated
processes and machines without chip material handling»
Tel.: 8–905–167–0517
E-mail: vdovostu@mail.ru

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

И БИОТЕХНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

УДК 628.984+621.327

Т.Н. САВКОВА, А.И. КРАВЧЕНКО, Е.Н. ПОДДЕНЕЖНЫЙ, И.П. КРАВЧЕНКО

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МАКЕТА СВЕТОТЕХНИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА НА ОСНОВЕ СВЕТОДИОДОВ

Предложен новый метод определения оптимального режима работы макета светотехнического устройства, изготовленного на основе светодиодов или массивов светодиодов, позволяющий повысить энергоэффективность, исходя из минимальной стоимости единицы световой энергии. При этом обеспечивается оптимальный энергетический коэффициент полезного действия светодиодов проектируемого макета светотехнического устройства, понижается температура перехода, и, как следствие, повышается срок безотказной работы, уменьшаются весогабаритные параметры радиатора. Этот метод дает также возможность проведения ретроспективного анализа при сохранении существующего темпа роста тарифов на электроэнергию.

Ключевые слова: светодиод, оптимизация, энергетическая эффективность, стоимость единицы световой энергии.

В настоящее время широкое распространение получают светодиодные источники света (ИС). Это связано с рядом их преимуществ, основными из которых являются высокая эффективность, длительный срок службы, экологическая безопасность, механическая прочность, хорошая цветопередача. Целый ряд фирм и их дистрибуторов выпускают информационные бюллетени, предлагающие и рекламирующие светодиодную продукцию [1, 2]. Разброс необходимой информации по разным источникам, отсутствие систематизации сведений и унифицированной формы представления технической информации, порождает неуверенность в достоверности приводимых параметров и указывает на отставание в разработке методологических, методических и метрологических основ светотехники, критериев качества и нормативов светодиодных ИС [3].

Качество светодиодов (СД) и излучающих кристаллов принято характеризовать системой взаимосвязанных световых и энергетических параметров. Любое электротехническое устройство характеризуется коэффициентом полезного действия (КПД). Эффективность ИС определяется эффективным КПД (η_{ϕ} [4, 5]), который представляет собой долю энергии оптического излучения, превращаемую в эффективную энергию приемника (человеческого глаза), т. е. эффективная энергия приемника (человеческого глаза) представляет собой ту часть энергии оптического излучения, которая вызывает в зрительном анализаторе человека определенные ощущения, так и энергетическим КПД (η_{ϕ}) преобразования электрической энергии в энергию оптического излучения для соответствующего приемника излучения. Однако производители светодиодов об эффективности зачастую умалчивают.

Целью данной работы является разработка нового метода определения оптимального режима работы световых приборов на основе мощных светодиодов (макета светотехнического устройства (МСУ)), позволяющего экономить электроэнергию при минимальных инвестициях с возможностью проведения ретроспективного анализа, а также пригодного для разработки энергоэффективных источников света и их эксплуатации.

При проектировании светотехнического устройства на основе мощных светодиодов необходимо решать многопараметрическую задачу по выбору фирмы производителя, единичной мощности светодиода и их количества, возбуждающего тока светодиодов,

эффективности, размерам радиатора, типа драйвера, сроку службы и стоимости. Однако для получения конкретных результатов необходимо проводить моделирование работы светодиодов при различных токах и температурах.

На сегодняшний день существуют различные методики оптимизации режимов работы светодиодных источников света с учетом следующих критерии:

1. Авторами [6, 7] представлена методика оптимизации весогабаритных характеристик, для тепловыделяющих элементов с нелинейными свойствами, по которой, с учетом критерия минимальной цены, определяется значение потребляемого тока светотехнического устройства. Данный метод позволяет решать оптимизационную задачу с очень ограниченным количеством параметров.

2. В работе [8] предлагается оптимизация сложных систем освещения по производительности (лм/Вт), размерам радиаторов и стоимости с помощью Webech LED Architect, используя при этом графическую визуализацию критических параметров. При применении данной программы можно варьировать тепловое сопротивление радиаторов, ток, рабочую температуру светодиодов и их количество. Экономичность осветительной установки (ОУ) оценивается показателем стоимости светотехнического устройства, где не учитываются все монтажные работы, стоимость оптической системы и т.д. и не может быть использована для оценки полностью спроектированной ОУ. Но данная методика не учитывает срок службы светодиодов и не даёт возможности проведения ретроспективного анализа ИС для сравнения с аналогами.

3. В работе [9] рассматривается оптимизация конструкции светодиодного светильника и определяется баланс между эффективной стабильностью светового потока и стоимостью технического обслуживания. Предложенная для расчета тепловая модель не учитывает коэффициентов теплопереноса и теплопроводности элементов канала переноса тепла. Также для такого расчёта необходимо учитывать полную стоимость светильника, затраты на материально-техническое обеспечение, эксплуатационные расходы и стоимость технического обслуживания.

4. Автором работы [10] предлагается, на основании тепловых и оптических характеристик, найти оптимальный баланс между тепловыми условиями и рабочими параметрами разрабатываемой системы на базе СД. Данный метод основывается на технических характеристиках предложенных производителем СД, таким образом, для каждой светодиодной системы аналитические выражения будут изменяться. Основным допущением является определение функции относительного светового выхода как произведение функций относительного светового потока от прямого тока и температуры перехода. Тепловой анализ разрабатываемой системы на базе СД производится без учета параметров радиатора. Окончательный результат включает все погрешности введенных аппроксимаций.

Нами предлагается оптимизация режима работы светодиодных ИС на основе оценки экономической эффективности, где стоимость единицы световой энергии определяется не относительной величиной, как световая отдача ИС в лм/Вт [11], которая является субъективным параметром, а энергетическим КПД ($\eta_{\text{ЭН}}$), определяющимся отношением мощности излучения P_{u3} (Вт) к потребляемой мощности P (Вт).

Для оценки экономической эффективности макета светотехнического устройства (МСУ) была предложена формула относительной стоимости единицы световой энергии:

$$C_{\text{СЭ}} = \frac{q}{\eta_{\text{ЭН}}} + \frac{\sum_{i=1}^n C_{CDi} + C_{\text{рад}} + C_{\text{вт.уст.н}}}{\sum_{i=1}^n P_{u3i} \cdot \tau}$$

где $C_{\text{СЭ}}$ – относительная стоимость единицы световой энергии, руб./Вт·ч;

$\eta_{\text{эн}}$ – значение энергетического КПД светодиодов МСУ;

q – тариф на электроэнергию, руб./Вт·ч;

$\sum_{i=1}^n C_{CD_i}$ – суммарная стоимость светодиодов или массивов светодиодов с известными

зависимостями энергетического КПД и температуры перехода от потребляемой мощности, руб.;

C_{pad} – стоимость радиатора, руб.;

$C_{\text{вт.ист.н.}}$ – стоимость вторичного источника питания, руб.;

$\sum_{i=1}^n P_{uz_i}$ – суммарная мощность излучения светодиодов МСУ, Вт;

τ – срок службы светодиодов или массивов светодиодов, ч;

n – количество светодиодов в световом приборе, шт.

При этом обеспечивается оптимальный энергетический КПД светодиодов МСУ, понижается температура перехода, и, как следствие, повышается срок безотказной работы, уменьшаются весогабаритные параметры радиатора; также возможно проведение ретроспективного анализа при сохранении существующего темпа роста тарифов на электроэнергию.

В качестве примера использования предлагаемого метода для определения оптимального режима работы макета светотехнического устройства, рассмотрим проект МСУ, на основе холодно–белых светодиодов с потребляемой мощностью 30 Вт, причем число светодиодов, мощность потребления и параметры радиатора рассчитывались на основании произведённых измерений энергетического КПД [12, 13]. Светодиоды были отобраны с одинаковой величиной прямого напряжения в каждой цепочке МСУ для уменьшения потерь мощности.

Для расчёта зависимости относительной стоимости единицы световой энергии от потребляемой мощности светодиодов МСУ определялись следующие параметры: значение

энергетического КПД светодиодов ($\eta_{\text{эн}}$), мощность излучения светодиодов МСУ $\sum_{i=1}^n P_{uz_i}$ и

температура перехода (на основе рисунков 1 и 2 для СД ARPL-1W White 6000); значение

суммарной стоимости светодиодов МСУ – $\sum_{i=1}^n C_{CD_i}$, руб.; стоимость радиатора – C_{pad} , руб.;

тариф на электроэнергию (принимался равным $q = 1,63$ бел. руб./Вт·ч); стоимость

вторичного источника питания – $C_{\text{вт.ист.н.}}$, руб.; срок службы определяли относительно

температуры перехода (если $T_j \leq 80$ °C, то $\tau = 50000$ ч, как значение, установленное

производителем; если $T_j > 80$ °C, то срок службы определялся в зависимости от температуры перехода согласно графика на рисунке 3 [14]).

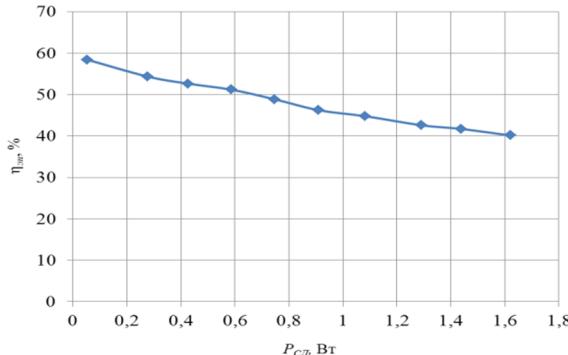


Рисунок 1 – Зависимость среднего энергетического КПД светодиодов МСУ от потребляемой мощности

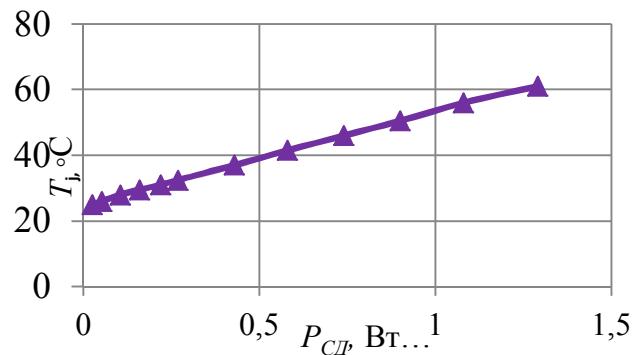


Рисунок 2 – График зависимости температуры перехода светодиодов МСУ от потребляемой мощности

Количество светодиодов МСУ, параметры вторичного источника питания и радиатора были определены для ряда коммерчески доступных СД показателем минимальной относительной стоимости единицы световой энергии (C_{c3}), согласно таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчёта относительной стоимости единицы световой энергии МСУ 30Вт.

Тип светодиодов МСУ (30Вт)	P_{uz} , Вт	n , шт.	C_{cd} , бел. руб.	$\eta_{\text{эф}}$, %	P , Вт	C_{c3} , бел. руб./Вт·ч
LED-003W-15C-220-240LM-B-PS	0,81	10	10500	27,5	3,0	6,67
ARPL-1W White 6000	0,47	30	11000	45,5	1,0	4,37
ARPL-1W White 6000	0,31	50	11000	51,5	0,6	4,23
CXA2530-0000-000N00T40E3	11,90	1	172200	40,0	30,0	4,92

Как видно, минимальная относительная стоимость единицы световой энергии составляет $C_{c3} = 4,23$ руб./Вт·ч при использовании светодиодов ARPL-1W White 6000, что и будет определять оптимальный режим работы МСУ (рисунок 4).

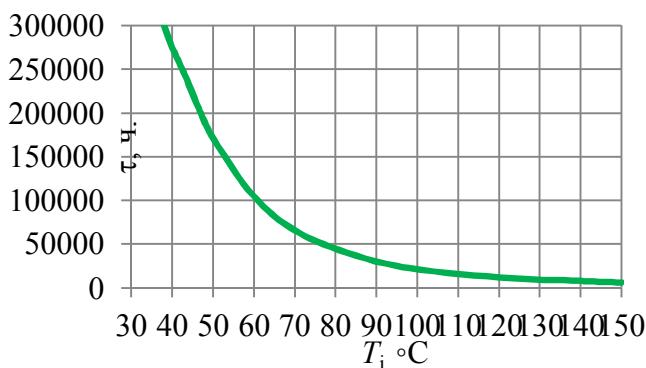


Рисунок 3 – График зависимости срока службы светодиодов от температуры перехода

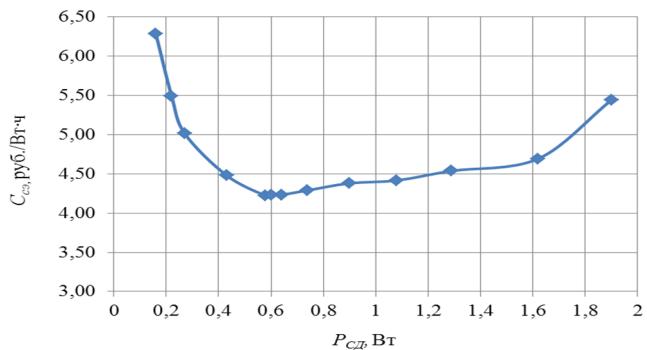


Рисунок 4 – График зависимости относительной стоимости единицы световой энергии светодиодов МСУ от потребляемой мощности

В результате расчета предлагаемый МСУ работает в оптимальном режиме, с потребляемой мощностью каждым светодиодом ARPL-1W White 6000 $P_{cdi} = 0,6$ Вт и обладает средней эффективностью светодиодов $\eta_{\text{эф}} = 51,7$ %, таким образом, на 30 Вт потребляемой мощности приходится порядка 15,5 Вт излучаемой мощности. При использовании светодиодов этого типа в режиме с номинальной потребляемой мощностью $P_{cdi}=1$ Вт относительная стоимость единицы излучаемой энергии составит $C_{c3}=4,37$ руб./Вт·ч; в случае использования светодиодов LED-003W-15C-220-240LM-B-PS в оптимальном режиме – $C_{c3} = 6,67$ руб./Вт·ч, а при использовании светодиода CXA2530-0000-000N00T40E3 производства компании Cree – составляет 4,92 руб./Вт·ч.

При сохранении существующего темпа роста тарифов на электроэнергию возможен расчет с учетом ретроспективного анализа, для разработки МСУ повышенной энергоэффективности и их эксплуатации. Все расчеты приведены в ценах времени написания статьи.

Таким образом, МСУ с потребляемой мощностью 30 Вт содержит $N=5$ параллельно включенных светодиодных цепочек, каждая из которых содержит $i=10$ последовательно включенных холодно-белых светодиодов ARPL-1W White 6000 (рисунок 5), установленных на радиаторе массой 1,67 кг [15].

Использование нового метода определения оптимального режима работы световых приборов на основе мощных светодиодов позволяет:

- определять оптимальный режим работы светотехнических устройств на основе светодиодов;
- увеличить срок службы светодиодов за счет улучшения теплового режима во время эксплуатации;
- проектировать и эксплуатировать светотехнические устройства с учетом экономии электроэнергии при минимальных инвестициях;
- анализировать создаваемые светотехнические устройства с учетом ретроспективного анализа;
- усовершенствовать существующие программные комплексы, решающие подобные задачи.

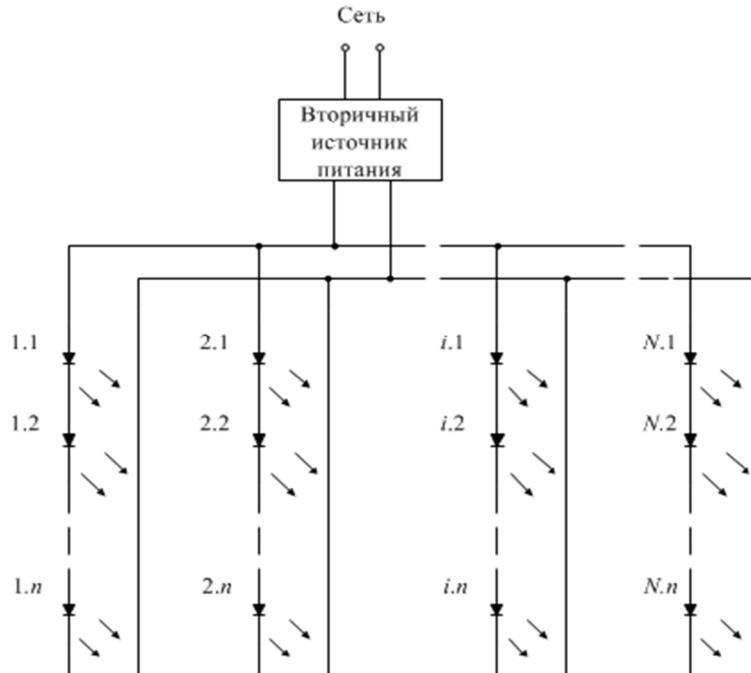


Рисунок 5 – Схема рассчитанного МСУ на основе светодиодов ARPL-1W White 6000 (n=10, N=5)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Product family data sheet [Электронный ресурс] – URL: www.CREE.COM/XLAMP.
2. Прайс-лист «Artleds» [Электронный ресурс] – URL: <http://www.Artleds.ru/phpshop/admpanel/order/forms/forma.php>.
3. Тукшайтов, Р. Сравнительная оценка эффективности светодиодных и газоразрядных светильников / Р. Тукшайтов., Р. Нуруллин //Современная светотехника. – 2010. – № 1. – С. 31–33.
4. Айзенберг, Ю.Б. Справочная книга по светотехнике / Ю.Б. Айзенберг. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 472 с.
5. Никифоров, С. Исследования параметров светодиодов CREE XLamp XP-E/XP-G/XM-L /С. Никифоров // Полупроводниковая Светотехника». – 2011. – № 2. – С. 12–18.
6. Вставская, Е.В. Оптимизация режима работы светодиодных светильников/ Е.В. Вставская, Т.А. Барбасова, В.И. Константинов//Электротехнические комплексы и системы управления. – 2011. – № 4. – С. 14–17.
7. Барбасова, Т.А. Проектирование светодиодных источников света по максимуму функционального резерва при ограничении на весогабаритные характеристики / Т.А. Барбасова, Е.В. Вставская, Л.С. Казаринов, В.И. Константинов// Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника». – 2011. – № 2(219). – С. 74–80.
8. Перри, Д. Оптимизация светодиодных систем освещения /Д. Перри // Электронные компоненты. – 2011. – № 7. – С. 76–79.
9. Кинг, М. Основы управления тепловыми режимами светодиодных светильников / М. Кинг //Современная светотехника. – 2011. – № 3. – С. 38–40.
10. Ежов, В. Стандартизация и расчёт тепловых характеристик мощных светодиодов / В. Ежов // Электронные компоненты. – 2009. – № 6. – С. 42–48.

11. Дорофеева, Д.Ю. Сравнение стоимости единицы световой энергии традиционных и полупроводниковых источников света /Д.Ю. Дорофеева, А.В. Трубач, В.Д. Никитин //Сб. тез. докл. на научно-практич. конф. (13-я междунар. спец. Выставка по светотехнике). – М.: ВИГМА. – 2007. – С. 15–17.
12. Савкова, Т.Н. Определение КПД мощных светодиодов / Т.Н. Савкова, А.И. Кравченко // Материалы III Республиканской научной конференции студентов, магистрантов и аспирантов «Актуальные вопросы физики и техники». – С.-53–55.
13. Савкова, Т.Н. Энергетические параметры макета светотехнического устройства, изготовленного на основе мощных светодиодов / Т.Н. Савкова, А.И. Кравченко // Естественные науки – базис подготовки специалиста для органов и подразделений по ЧС: материалы II республиканской МНПК, Гомель, 21 марта 2014 г. / ГИИ МЧС РБ, Гомельский фил. Нац. Акад. Наук Беларуси. – Гомель. – 2014. – С. 48–52.
14. Светодиоды–долгожители: правда или мистификация? / А. Васильев. Журнал «Магазин свет» [Электронный ресурс] – URL: <http://www.magazine-svet.ru>.
15. Пат. 10588 Республика Беларусь, МПК F21S 8/00, F 21L 14/02. Световой прибор повышенной эффективности на основе светодиодов / Савкова Т.Н., Кравченко А.И.; заявитель и патентообладатель УО ГГТУ им. П.О. Сухого. – № 20140341; заявл. 22.09.2014; опубл. 28.11.2014, Бюл. № 4. – 3 с.

Савкова Татьяна Николаевна

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого», г. Гомель аспирант кафедры «Электроснабжение» Республика Беларусь, г. Гомель, проспект Октября, 48 E-mail: sa_ta@mail.ru

Подденежный Евгений Николаевич

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого», г. Гомель доктор химических наук, главный научный сотрудник Научно–исследовательской лаборатории технической керамики и наноматериалов Республика Беларусь, г. Гомель, проспект Октября, 48 E-mail: podd-evgen@yandex.ru

Кравченко Александр Ильич

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого», г. Гомель кандидат физико–математических наук, доцент кафедры «Физика» Республика Беларусь, г. Гомель, проспект Октября, 48 E-mail: fisica_box@mail.ru

Кравченко Ирина Петровна

Учреждение образования «Гомельский государственный университет им. Ф. Скорины», г. Гомель старший преподаватель кафедры «Общая физика» Республика Беларусь, г. Гомель, ул. Советская, 104

T.N. SAVKOVA, A.I. KRAVCHENKO, Ye.N. PODDENEZHNYY, I.P. KRAVCHENKO

OPTIMIZATION OF OPERATION LAYOUT LIGHTING DEVICES BASED ON LEDs

The new method of determining optimum mode of operation of the model of the LED or LED–array based lighting device is proposed enabling to improve energy efficiency on the basis of minimum cost per the unit of light energy. This ensures optimal radiant efficiency of LEDs of the lighting device model designed, transition temperatures reduction and this results in no-failures service life increase and also in the heat sink weight and dimension parameters reduction. This method it is possible also to perform retrospective analysis at the existing rate of increase of electricity.

Keywords: LED, optimization, energy efficiency, cost per unit of light energy.

BIBLIOGRAPHY

1. Product family data sheet [Электронный ресурс] – URL: www.CREE.COM/XLAMP.
2. Prays-list «Artleds» [Электронный ресурс] – URL: <http://www.Artleds.ru/phpshop/admpanel/order/forms/forma.php>.
3. Tukshaitov, R. Sravnitelnaya otsenka effektivnosti svetodiodnykh i gazorazryadnykh svetilnikov / R. Tukshaitov., R. Nurullin //Sovremennaya svetotekhnika. – 2010. – № 1. – S. 31–33.
4. Ayzenberg, YU.B. Spravochnaya kniga po svetotekhnike / YU.B. Ayzenberg. – M.: Energoatomizdat, 1983. – 472 s.

5. Nikiforov, S. Issledovaniya parametrov svetodiodov CREE XLamp XP-E/XP-G/XM-L /S. Nikiforov // Poluprovodnikovaya Svetotekhnika». – 2011. – № 2. – S. 12–18.
6. Vstavskaya, Ye.V. Optimizatsiya rezhima raboty svetodiodnykh svetilnikov/ Ye.V. Vstavskaya, T.A. Barbasova, V.I. Konstantinov//Elektrotekhnicheskiye kompleksy i sistemy upravleniya. – 2011. – № 4. – S. 14–17.
7. Barbasova, T.A. Proyektirovaniye svetodiodnykh istochnikov sveta po maksimumu funktsionalnogo rezerva pri ogranicenii na vesogabaritnyye kharakteristiki / T.A. Barbasova, Ye.V. Vstavskaya, L.S. Kazarinov, V.I. Konstantinov// Vestnik Yuzhno-Uralskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya «Kompyuternyye tekhnologii, upravleniye, radioelektronika». – 2011. – № 2(219). – S. 74–80.
8. Perri, D. Optimizatsiya svetodiodnykh sistem osveshcheniya /D. Perri // Elektronnyye komponenty. – 2011. – № 7. – S. 76–79.
9. King, M. Osnovy upravleniya teplovymi rezhimami svetodiodnykh svetilnikov / M. King // Sovremennaya svetotekhnika. – 2011. – № 3. – S. 38–40.
10. Yezhov, V. Standartizatsiya i raschet teplovyykh kharakteristik moshchnyykh svetodiodov / V. Yezhov // Elektronnyye komponenty. – 2009. – № 6. – S. 42–48.
11. Dorofeyeva, D.YU. Sravneniye stiostnosti yedinitcy svetovoy energii traditsionnykh i poluprovodnikovykh istochnikov sveta /D.YU. Dorofeyeva, A.V. Trubach, V.D. Nikitin //Sb. tez. dokl. na nauchno-prakt. konf. (13-ya mezhdunar. spets. Vystavka po svetotekhnike). – M.: VIGMA. – 2007. – S. 15–17.
12. Savkova, T.N. Opredeleniye KPD moshchnyykh svetodiodov / T.N. Savkova, A.I. Kravchenko // Materialy III Respublikanskoy nauchnoy konferentsii studentov, magistrantov i aspirantov «Aktualnyye voprosy fiziki i tekhniki». – S.–53–55.
13. Savkova, T.N. Energeticheskiye parametry maketa svetotekhnicheskogo ustroystva, izgotovленnogo na osnove moshchnyykh svetodiodov / T.N. Savkova, A.I. Kravchenko // Yestestvennyye nauki – bazis podgotovki spetsialista dlya organov i podrazdeleniy po CHS: materialy II respublikanskoy MNPK, Gomel, 21 marta 2014 g. / GII MCHS RB, Gomelskiy fil. Nats. Akad. Nauk Belarusi. – Gomel. – 2014. – S. 48–52.
14. Svetodiody–dolgozhiteli: pravda ili mistifikatsiya? / A. Vasilyev. Zhurnal «Magazin svet» [Elektronnyy resurs] – URL: <http://www.magazine-svet.ru>.
15. Pat. 10588 Respublika Belarus, MPK F21S 8/00, F 21L 14/02. Svetovoy pribor povyshennoy effektivnosti na osnove svetodiodov / Savkova T.N., Kravchenko A.I.; zayavitel i patentoobladatel UO GGTU im. P.O. Sukhogo. – № 20140341; zayavl. 22.09.2014; opubl. 28.11.2014, Byul. № 4. – 3 s.

Savkova Tatyana Nikolayevna

Establishment of Education «Gomel State Technical University. P.O. Sukhoy», Gomel
graduate student of «Electricity»
The Republic of Belarus, Gomel, October Prospect, 48
E-mail: sa_ta@mail.ru

Poddenezhnyy Yevgeniy Nikolayevich

Establishment of Education «Gomel State Technical University. P.O. Sukhoy», Gomel
Doctor of Chemical Sciences, Senior Research Fellow of the Research Laboratory of technical ceramics and nanomaterials
The Republic of Belarus, Gomel, October Prospect, 48
E-mail: podd-evgen@yandex.ru

Kravchenko Aleksandr Ilich

Establishment of Education «Gomel State Technical University. P.O. Sukhoy», Gomel
Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor of «Physics»
The Republic of Belarus, Gomel, October Prospect, 48
E-mail: fisica_box@mail.ru

Kravchenko Irina Petrovna

Establishment of Education «Gomel State University. Skaryna», Gomel
senior teacher of «General Physics»
The Republic of Belarus, Gomel, st. Soviet, 104

Е.С. СОЛДАТКИНА

ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ И АЛГОРИТМЫ ОБРАБОТКИ ИНФОРМАЦИИ ВИХРЕВОЙ СИСТЕМЫ ВОЗДУШНЫХ СИГНАЛОВ ДОЗВУКОВОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА

Раскрываются особенности построения, алгоритмы вычисления высотно-скоростных параметров, преимущества и области применения системы воздушных сигналов на основе вихревого датчика аэродинамического угла и истинной воздушной скорости.

Ключевые слова: дозвуковой летательный аппарат, воздушные сигналы, измерение, вихревая система, построение, алгоритмы обработки информации.

При решении задач пилотирования и обеспечения безопасности полета самолета широко используется информация о величине и составляющих вектора истинной воздушной скорости, аэродинамических углах атаки и скольжения, барометрической высоте и приборной скорости, определяющих динамику движения самолета относительно окружающей воздушной среды [1].

Несмотря на достигнутые успехи, современные средства измерения указанных высотно-скоростных параметров полета самолета, не всегда удовлетворяют возрастающим требованиям по диапазону рабочих скоростей, точности и надежности работы в реальных условиях эксплуатации, получения интегрированной первичной информации с помощью одного датчика. Например, широко используемые на различных классах самолетов флюгерные датчики аэродинамических углов из-за наличия в набегающем воздушном потоке подвижного элемента в виде свободно ориентирующего флюгера критичны к аэродинамическим возмущениям потока и нагружению подвижной системы, из-за малости устанавливающего момента флюгера при скоростях полета менее 100 км\ч имеют значительные погрешности [2]. При измерении истинной воздушной скорости самолета используется аэродинамический метод, для реализации которого с помощью приемника воздушных давлений и приемника температуры воспринимаются полное и статическое давления и температура набегающего воздушного потока, выступающих за обшивку фюзеляжа нарушают аэродинамику самолета. Значения указанных первичных информативных параметров преобразуются в электрические сигналы, которые обрабатываются в соответствии с известным алгоритмом в вычислителе, где определяется величина истинной воздушной скорости. При этом восприятие, передача, преобразование и обработка амплитудных информативных сигналов связаны с появлением методических и инструментальных погрешностей измерения [3].

Принципиальная возможность достижения меньших потерь информации при выделении, преобразовании и обработке частотно-временных первичных информативных сигналов, а также естественная возможность получения выходных сигналов непосредственно в цифровой форме определяют перспективность построения системы воздушных сигналов на основе вихревого датчика аэродинамического угла и истинной воздушной скорости [4].

На рисунке 1 приведена конструктивно-функциональная схема вихревой системы воздушных сигналов самолета. Здесь: 1 – клиновидные тела; 2 – приемник пульсаций давлений; 3 – устройства регистрации частот вихреобразования; 4 – устройство обработки; 5 – струевые прямители; 6 – отверстие-приемник статического давления набегающего воздушного потока; 7 – пневмопровод; 8 – пневмоэлектрический преобразователь (датчик) абсолютного давления.

Основным конструктивным элементом рассматриваемой системы воздушных сигналов является вихревой датчик аэродинамического угла и истинной воздушной скорости, который содержит два клиновидных тела 1, расположенных ортогонально друг к другу и своими основаниями встречно набегающему воздушному потоку, вектор скорости V которого равен по величине и обратный по знаку вектору V_B истинной воздушной скорости,

т.е. $V = -V_B$. На тыльных поверхностях клиновидных тел расположены приемники 2 пульсаций давлений, выходы которых подключены к устройствам 3 регистрации частот f_1 и f_2 вихреобразования за клиновидными телами. Выходы устройств 3 регистрации частот вихреобразования подключены ко входу устройства обработки 4.

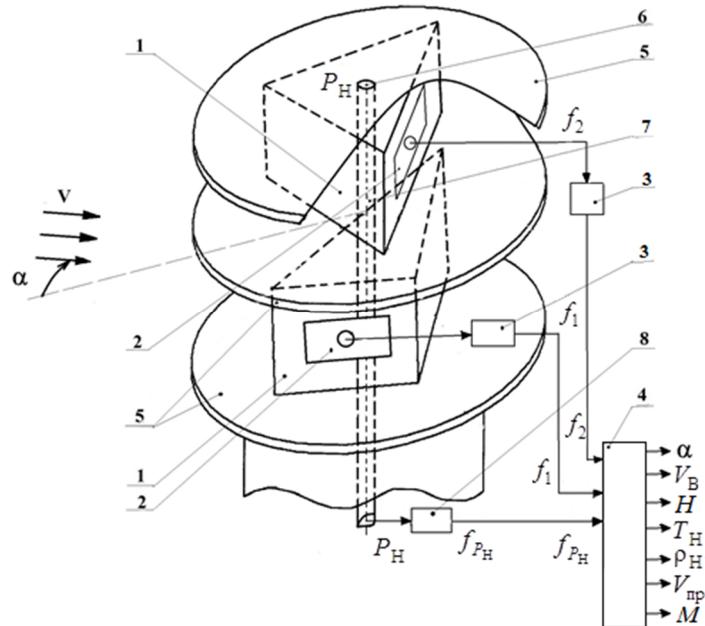


Рисунок 1 – Конструктивно-функциональная схема вихревой системы воздушных сигналов

Вихревой датчик аэродинамического угла и истинной воздушной скорости устанавливается на летательном аппарате таким образом, чтобы общая ось клиновидных тел 1 была перпендикулярна плоскости изменения измеряемого аэродинамического угла α , а рабочие сечения клиновидных тел, с ортогонально расположенными основаниями, находились в плоскости измерения контролируемого аэродинамического угла α .

При изменении аэродинамического угла α клиновидные тела 1 будут находиться к направлению вектора скорости V набегающего воздушного потока под разными углами $\varphi_1 = \varphi_0 + \alpha$ и $\varphi_2 = \varphi_0 - \alpha$, где $2\varphi_0$ – угол установки оснований клиновидных тел, что приводит к изменению частот f_1 и f_2 вихреобразования за телами.

Приемники 2, расположенные за клиновидными телами, воспринимают пульсации давлений на тыльных поверхностях клиновидных тел, которые регистрируются пневмоэлектрическими преобразователями 2, установленными внутри клиновидных тел 1. Выходные сигналы пневмоэлектрических преобразователей 2 поступают на входы устройств регистрации частот 3, которые измеряют частоты f_1 и f_2 вихреобразования за клиновидными телами 1.

Частоты f_1 и f_2 вихреобразования за клиновидными телами с характерным размером l , основания которых расположены ортогонально друг к другу под углом $2\varphi_0 = 90^\circ$, будут определяться соотношениями вида:

$$f_1 = \frac{Sh}{l} \frac{V_B}{\sin(\varphi_0 + \alpha)} = \frac{Sh}{l} \frac{V_B}{\sin \varphi_0 \cos \alpha + \cos \varphi_0 \sin \alpha} = \sqrt{2} \frac{Sh}{l} \frac{V_B}{\cos \alpha + \sin \alpha};$$

$$f_2 = \frac{Sh}{l} \frac{V_B}{\sin(\varphi_0 - \alpha)} = \frac{Sh}{l} \frac{V_B}{\sin \varphi_0 \cos \alpha - \cos \varphi_0 \sin \alpha} = \sqrt{2} \frac{Sh}{l} \frac{V_B}{\cos \alpha - \sin \alpha}. \quad (1)$$

Измеренные частоты f_1 и f_2 поступают на вход устройства обработки 4, выполненного в виде вычислителя, на выходе которого формируются значения аэродинамического угла α и истинной воздушной скорости V_B в соответствии с

уравнениями:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{f_2 - f_1}{f_1 + f_2}, V_B = \frac{1}{\sqrt{2} Sh} \frac{f_1 f_2}{\sqrt{f_1^2 + f_2^2}} \quad (2)$$

где f_1 и f_2 – частоты вихреобразования за клиновидными телами;

Sh – число Струхала;

α и V_B – измеряемый аэродинамический угол и истинная воздушная скорость.

При конструктивной реализации вихревого датчика аэродинамического угла и истинной воздушной скорости клиновидные тела располагаются на одной оси друг над другом. С целью обеспечения измерения в трехмерном набегающем потоке и устранения влияния другого аэродинамического угла β самолета, перпендикулярно общей оси клиновидных тел установлены струевыпрямители, выполненные в виде тонких дисков 5, расположенных на верхних и нижних основаниях обоих клиновидных тел 1 и выделяющих в набегающем воздушном потоке зоны вихреобразования клиновидных тел. Это снижает влияние скоса набегающего потока в плоскости, перпендикулярной плоскости измерения, а, следовательно, уменьшает погрешности, обусловленные этим скосом потока.

Как показано в работе [7], диапазон рабочих скоростей вихревого датчика аэродинамического угла и истинной воздушной скорости ограничен дозвуковыми скоростями полета (30...1200 км/ч), диапазон измерения аэродинамического угла находится в интервале $[-15^\circ \dots +35^\circ]$.

Как показывает анализ [7, 8], среднеквадратические погрешности вихревого датчика по каналу истинной воздушной скорости не превышает значения $\sigma_{\Delta V} = 3,7 \text{ км/ч}$, по каналу аэродинамического угла – $\sigma_{\Delta \alpha} = 0,15^\circ$ [8].

Для расширения функциональных возможностей вихревого датчика аэродинамического угла и истинной воздушной скорости и обеспечения измерения других высотно-скоростных параметров, определяющих движение самолета относительно окружающей воздушной среды барометрической высоты H , температуры T_H наружного воздуха на высоте полета H , плотность воздуха ρ_H на высоте полета H , приборной скорости $V_{\text{пр}}$, числа Maxa M и других связанных с ними параметров, на верхней или нижней поверхности одного струевыпрямителя 5, например, верхнего, установлен отверстие-приемник 6 статического давления P_H набегающего воздушного потока, который через пневмопровод 7 связан со входом пневмоэлектрического преобразователя (датчика) 8 абсолютного давления преимущественно с частотным выходным сигналом. Выход пневмоэлектрического преобразователя (датчика) 9 в виде частоты f_{P_H} , пропорциональной статическому давлению P_H набегающего воздушного потока, подключен ко входу устройства обработки 4. Устройство обработки 4 выполнено в виде вычислителя, реализующего соответствующие алгоритмы определения всех высотно-скоростных параметров движения самолета относительно окружающей воздушной среды, в том числе:

1. По воспринимаемому статическому давлению P_H набегающего воздушного потока в соответствии со стандартными зависимостями, соответствующими ГОСТ 4401-81 [9] абсолютная высота полета в диапазоне $[-200 \text{ м} < H < 11000 \text{ м}]$ определяется по формуле [10]:

$$H = \frac{T_0}{\tau} \left[1 - \left(\frac{P_H}{P_0} \right)^{\tau R} \right] \quad (3)$$

2. Используя ГОСТ 5212-74 [11] истинную воздушную скорость V_B , измеренную вихревым датчиком, можно представить в виде [10]:

$$V_B = \sqrt{2gRT_0 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_\Pi}{P_H} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right]} = \sqrt{2gRT_0 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{P_{дин}}{P_H} + 1 \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}, \quad (4)$$

где $g = 9,80665 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести;

$P_\Pi = P_H + P_{дин}$ – полное давление набегающего воздушного потока;

$P_{дин} = \frac{\rho_H V_B^2}{2}$ – динамическое давление (скоростной напор) набегающего воздушного потока.

3. Плотность воздуха ρ_H на высоте H можно представить как [12]:

$$\rho_H = \rho_0 \frac{P_H T_H}{P_0 T_0}, \quad (5)$$

где $\rho_0 = 0,125 \text{ кгс}^2/\text{м}^4$ – массовая плотность воздуха на высоте $H=0$.

4. Подставив в выражение (4) значения параметров V_B и P_H , измеряемых вихревым датчиком, получим соотношение вида:

$$T_H = \frac{V_B^2}{2gR \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(1 + \frac{\rho_0}{2P_0 T_0} T_H V_B^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right]}, \quad (6)$$

которое устанавливает неявную, но однозначную связь измеряемой вихревым датчиком истинной воздушной скорости V_B с абсолютной температурой T_H на высоте H .

5. Определяя из соотношения (6) абсолютную температуру T_H по зависимости (5), можно определить плотность воздуха ρ_H на высоте H .

6. В соответствии с ГОСТ 5212–74 можно определить (вычислить) приборную скорость полета, т.е. истинную воздушную скорость V_B , приведенную к нормальным условиям на уровне $H=0$, по формуле [10]:

$$V_{пр} = \sqrt{2gRT_0 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(1 + \frac{\rho_0}{2P_0} V_H^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right]}. \quad (7)$$

7. Число Маха M , характеризующее отношение истинной воздушной скорости V_B и скорости звука $a_H = \sqrt{kgRT_H}$ на высоте H , для дозвуковых скоростей полета будет определяться соотношением [10]:

$$M = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(1 + \frac{\rho_0 T_H}{2P_0 T_0} V_B^2 \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}. \quad (8)$$

Таким образом, воспринимая и измеряя частоты f_1 и f_2 вихреобразования за клиновидными телами и абсолютное статическое давление P_H набегающего воздушного потока, по зависимостям (2) – (8) в вычислителе 4 определяются все высотно-скоростные параметры полета самолета, существенно расширяя функциональные возможности вихревого датчика аэродинамического угла и истинной воздушной скорости.

По сравнению с известными системами воздушных сигналов вихревая система воздушных сигналов имеет ряд существенных преимуществ:

1). Обеспечивает одновременное измерение всех высотно-скоростных параметров,

определяющих движение самолета относительно окружающей среды.

2). Измерение всех высотно–скоростных параметров движения самолета осуществляется с помощью одного неподвижного малогабаритного приемника потока, практически не искажающего аэродинамику самолета и не влияющего на его аэродинамические характеристики.

3). Измерение всех высотно–скоростных параметров обеспечивается без существенного усложнения конструктивной схемы вихревого датчика аэродинамического угла и истинной воздушной скорости, а следовательно повышения себестоимости его производства.

4). Использование частотно–временных информативных сигналов позволяет снизить погрешности, обусловленные дрейфом нуля и изменением чувствительности элементов измерительной цепи восприятия, преобразования, передачи и обработки информации.

5). Получение выходных сигналов по всем высотно–скоростным параметрам самолета в непосредственно цифровой форме, что упрощает их использование в современных системах цифрового отображения информации, системах управления и других технических системах.

Следует отметить, что для исключения влияния угла скольжения на работу канала угла атаки на самолете используют два вихревых датчика, устанавливаемые на правом и левом сторонах фюзеляжа, при этом показания выходных сигналов по углу атаки обоих датчиков усредняются, снижая случайную составляющую погрешности измерения угла атаки самолета.

Аналогично усредняются и выходные сигналы по другим высотно–скоростным параметрам, уменьшая случайную погрешность их измерения.

Таким образом, восприятие с помощью вихревого датчика аэродинамического угла и истинной воздушной скорости с встроенным приемником абсолютного давления на данной высоте позволяет вычислить все высотно–скоростные параметры полета самолета по информации, воспринимаемой одним многофункциональным датчиком. При этом указанные выше достоинства вихревого датчика аэродинамического угла и истинной воздушной скорости распространяются и на каналы измерения высотно–скоростных параметров, что определяет перспективы разработки и применения, построенной на его основе вихревой системы воздушных сигналов на дозвуковых самолетах различного класса и назначения.

Работа выполнена в рамках базовой части государственного задания в сфере научной деятельности по заданию Минобрнауки России № 2014/55 (НИР № 990).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеев, Н.В. Системы измерения воздушных сигналов нового поколения / Н.В. Алексеев, Е.С. Вождаев, В.Г. Кравцов и др. // Авиакосмическое приборостроение. – 2003. – № 8. – С. 31–36.
2. Солдаткин, В.М. Методы и средства измерения аэродинамических углов летательных аппаратов / В.М. Солдаткин. – Казань: Изд–во Казан. гос. техн. ун–та, 2001. – 448 с.
3. Браславский, Д.А. Авиационные приборы и автоматы: Учебник для авиационных вузов / Д.А. Браславский, С.С. Логунов, Д.С. Пельпор. – М.: Машиностроение, 1978. – 432 с.
4. Пат. 127473 Российская Федерация, МПК G01P 5/00. Вихревой датчик аэродинамического угла и истинной воздушной скорости / Солдаткин В.М., Солдаткина Е.С. – №2012130110/28; заявл. 16.07.2012; опубл. 24.04.2013, Бюл. № 12. – 3 с.
5. Пат. 2506596 Российская Федерация, МПК G01P 5/00. Вихревой датчик аэродинамического угла и истинной воздушной скорости / Солдаткин В.М., Солдаткина Е.С. – №2012130111/28; заявл. 16.07.2012; опубл. 10.02.2014, Бюл. № 4. – 3 с.
6. Солдаткин, В.М. Вихревой датчик аэродинамического угла и истинной воздушной скорости / В.М. Солдаткин, Е.С. Солдаткина // Известия вузов. Авиационная техника, 2012. – № 4. – С. 56–59.
7. Солдаткина, Е.С. Анализ метрологических характеристик вихревого датчика аэродинамического угла и истинной воздушной скорости / Е.С. Солдаткина // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологий. – 2013. – № 2. – С. 111–117.
8. Солдаткина, Е.С. Системотехническое проектирование вихревого датчика аэродинамического угла и истинной воздушной скорости / Е.С. Солдаткина // Известия вузов. Авиационная техника. – 2013. – № 3. – С. 57–61.
9. ГОСТ 4401–81. Атмосфера стандартная. Параметры. – М.: Изд–во Стандартов, 1981. – 179 с.
10. Браславский, Д.А. Авиационные приборы и автоматы / Д.А. Браславский, С.С. Логунов, Д.С. Пельпор. – М.: Машиностроение, 1970. – 432 с.

11. ГОСТ 5212-74. Таблицы аэродинамическая. Динамические давления и температуры торможения воздуха для скорости полета от 10 до 4000 км/ч. Параметры. – М.: Изд-во Стандартов, 1974. – 239 с.
12. Залманзон, Л.А. Проточные элементы пневматических приборов контроля и управления / Л.А. Залманзон. – М.: изд-во АН СССР, 1961. – 247 с.

Солдаткина Елена Сергеевна

Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева–КАИ

Ассистент кафедры «Приборы и информационно–измерительные системы»

Тел.: +7-927-035-11-61

E-mail: w-soldatkin@mail.ru

E.S. SOLDATKINA

FEATURES OF CONSTRUCTION AND ALGORITHMS PROCESSING INFORMATION OF THE VORTEX SYSTEM OF AIR SIGNALS SUBSONIC AIRCRAFT

Features of construction, algorithms computing the altitude and speed parameters, advantages and applications of the system air signals on the basis of the vortex sensor of the aerodynamic angle and true airspeed.

Keywords: subsonic aircraft, air signals, measurement, vortex system, construction, information processing algorithms.

BIBLIOGRAPHY

1. Alekseyev, N.V. Sistemy izmereniya vozdushnykh signalov novogo pokoleniya / N.V. Alekseyev, Ye.S. Vozhdayev, V.G. Kravtsov i dr. // Aviakosmicheskoye priborostroyeniye. – 2003. – № 8. – S. 31–36.
2. Soldatkin, V.M. Metody i sredstva izmereniya aerodinamicheskikh uglov letatelnykh apparatov / V.M. Soldatkin. – Kazan: Izd-vo Kazan. gos. tekhn. un-ta, 2001. – 448 s.
3. Braslavskiy, D.A. Aviatsionnyye pribory i avtomaty: Uchebnik dlya aviatsionnykh vuzov / D.A. Braslavskiy, S.S. Logunov, D.S. Pelpor. – M.: Mashinostroyeniye, 1978. – 432 s.
4. Pat. 127473 Rossiyskaya Federatsiya, MPK G01P 5/00. Vikhrevoy datchik aerodinamicheskogo ugla i istinnoy vozdushnoy skorosti / Soldatkin V.M., Soldatkina Ye.S. – №2012130110/28; zayavl. 16.07.2012; opubl. 24.04.2013, Byul. № 12. – 3 s.
5. Pat. 2506596 Rossiyskaya Federatsiya, MPK G01P 5/00. Vikhrevoy datchik aerodinamicheskogo ugla i istinnoy vozdushnoy skorosti / Soldatkin V.M., Soldatkina Ye.S. – №2012130111/28; zayavl. 16.07.2012; opubl. 10.02.2014, Byul. № 4. – 3 s.
6. Soldatkin, V.M. Vikhrevoy datchik aerodinamicheskogo ugla i istinnoy vozdushnoy skorosti / V.M. Soldatkin, Ye.S. Soldatkina // Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika, 2012. – № 4. – S. 56–59.
7. Soldatkina, Ye.S. Analiz metrologicheskikh kharakteristik vikhrevogo datchika aerodinamicheskogo ugla i istinnoy vozdushnoy skorosti / Ye.S. Soldatkina // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2013. – № 2. – S. 111–117.
8. Soldatkina, Ye.S. Sistemotekhnicheskoye proyektirovaniye vikhrevogo datchika aerodinamicheskogo ugla i istinnoy vozdushnoy skorosti / Ye.S. Soldatkina // Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika. – 2013. – № 3. – S. 57–61.
9. GOST 4401–81. Atmosfera standartnaya. Parametry. – M.: Izd-vo Standartov, 1981. – 179 s.
10. Braslavskiy, D.A. Aviatsionnyye pribory i avtomaty / D.A. Braslavskiy, S.S. Logunov, D.S. Pelpor. – M.: Mashinostroyeniye, 1970. – 432 s.
11. ГОСТ 5212-74. Таблицы аэродинамическая. Динамические давления и температуры торможения воздуха для скорости полета от 10 до 4000 км/ч. Параметры. – М.: Изд-во Стандартов, 1974. – 239 с.
12. Zalmanzon, L.A. Protochnyye elementy pnevmaticheskikh priborov kontrolya i upravleniya / L.A. Zalmanzon. – M.: izd-vo AN SSSR, 1961. – 247 s.

Soldatkina Elena Sergeevna

Kazan National Research Technical University. AN Tupolev–KAI

Assistant Professor «Devices and systems of»

Tel.: + 7-927-035-11-61

E-mail: w-soldatkin@mail.ru

В.В. СОЛДАТКИН

РАЗРАБОТКА И ТРУБНЫЕ ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМЫ ВОЗДУШНЫХ СИГНАЛОВ ВЕРТОЛЕТА НА ОСНОВЕ ИНФОРМАЦИИ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОЛЯ ВИХРЕВОЙ КОЛОННЫ НЕСУЩЕГО ВИНТА

Рассматривается конструктивная схема многофункционального датчика первичной аэрометрической информации, алгоритмы обработки информативных сигналов, особенности реализации и результаты трубных испытаний экспериментального образца системы воздушных сигналов вертолета на основе информации аэродинамического поля вихревой колонны несущего винта.

Ключевые слова: вертолет, воздушные сигналы, измерение, система, вихревая колонна несущего винта, аэродинамическое поле, информация, разработка, трубные испытания.

Измерение воздушных сигналов вертолета затрудняется аэродинамическими искажениями, вносимыми индуктивными потоками несущего винта, особенно в области малых скоростей полета, когда фюзеляж и установленные на нем приемники аэрометрической информации находятся в створе вихревой колонны несущего винта. При этом пространственный характер потока, воспринимаемого аэрометрическими приемниками, а также способностью вертолета совершать движения вперед – назад, вправо – влево, полет на режиме висения ограничивают использование традиционных для самолетов средств измерения воздушных сигналов [1, 2].

Это обуславливает актуальность создания системы воздушных сигналов, построенной на новых принципах, максимально учитывающей специфику аэродинамики и динамики полета вертолета, удовлетворяющей требованиям по точности и надежности работы в реальных условиях эксплуатации. Одним из направлений расширения нижней границы рабочих скоростей полета и диапазона измерения угла скольжения является построение системы воздушных сигналов вертолета на основе датчика первичной информации в виде неподвижного пространственно-распределенного многофункционального аэрометрического приемника и использования для целей измерения информации аэродинамического поля вихревой колонны несущего винта [3].

Как показывает анализ аэродинамического поля вблизи фюзеляжа вертолета [5], вектор скорости V_{Σ} результирующего воздушного потока вихревой колонны несущего винта, воспринимаемый приемником аэрометрической информации, можно представить в виде трех составляющих $V_{\Sigma} = V + V_i + V_{\phi}$, стационарной составляющей V , обусловленной поступательным движением вертолета относительно воздушной среды, стационарной составляющей V_i скорости индуктивного потока и воздушного потока за счет тяги несущего винта, флюктуационной составляющей V_{ϕ} , обусловленной маховыми движениями лопастей и работой автомата перекоса.

Круговые частоты флюктуационных составляющих вектора скорости V_{ϕ} кратны угловой скорости вращения несущего винта, поэтому вектор флюктуационной скорости V_{ϕ} результирующего воздушного потока вихревой колонны несущего винта может быть выделен и в значительной степени отфильтрован от составляющих V и V_i в каналах системы воздушных сигналов вертолета. Тогда в качестве информативного параметра аэродинамического поля вихревой колонны несущего винта можно использовать вектор скорости V_{Σ} результирующего воздушного потока вихревой колонны несущего винта в виде геометрической суммы вектора V воздушного потока, формируемого при движении вертолета относительно окружающей среды, и вектора скорости V_i воздушного потока, создаваемого несущим винтом вертолета, т.е. $V_{\Sigma} = V + V_i = V_i - V_b$, где $V_b = -V$ – вектор истинной воздушной скорости вертолета.

Для восприятия информативных параметров аэродинамического поля вихревой колонны несущего винта предложено [3, 4] использовать неподвижный пространственно-распределенный многофункциональный аэрометрический приемник (рисунок 1).

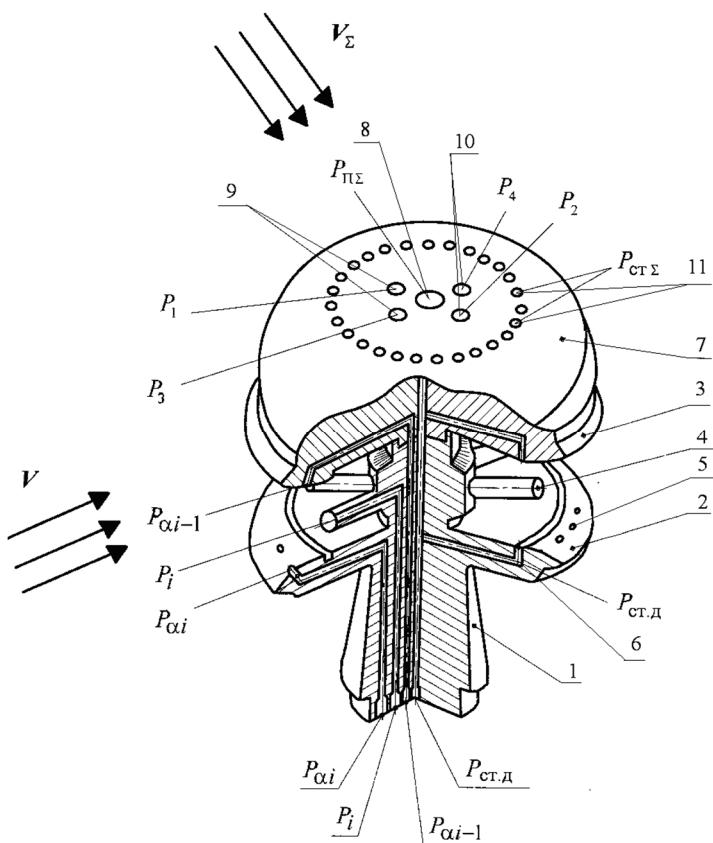


Рисунок 1 – Конструктивная схема неподвижного многофункционального арометрического приемника

полусферического приемника симметрично расположены отверстия 9, являющиеся приемниками давлений P_1 и P_2 .

В плоскости, перпендикулярной плоскости симметрии вертолета симметрично под углом Φ_{02} к оси симметрии на верхней поверхности полусферического приемника расположены отверстия 10, являющиеся приемниками давлений P_3 и P_4 . Перпендикулярно оси симметрии полусферического приемника на его поверхности по окружности расположены отверстия 11, объединенные в общий канал приемника статического давления $P_{СТΣ}$ результирующего набегающего воздушного потока вихревой колонны.

Модуль V_Σ скорости и плотность ρ_Σ результирующего набегающего воздушного потока можно определить по полному $P_{\Pi\Sigma}$ и статическому $P_{\text{СТ}\Sigma}$ давлениям и температуре $T_{T\Sigma}$ заторможенного результирующего воздушного потока, воспринимаемой приемником температуры торможения, используя зависимости [3]:

$$V_{\Sigma} = \sqrt{\frac{T_{\text{TS}} \left[\left(\frac{P_{\Pi\Sigma} - P_{CT\Sigma}}{P_{CT\Sigma}} + 1 \right)^{0,285714285} - 1 \right]}{3,840034 \cdot 10^{-5} \left(\frac{P_{\Pi\Sigma} - P_{CT\Sigma}}{P_{CT\Sigma}} + 1 \right)^{0,285714285}}}, \quad (1)$$

$$\rho_{\Sigma} = \frac{P_{CT\Sigma}}{287,05287 T_{\text{TS}}} \left(\frac{P_{\Pi\Sigma} - P_{CT\Sigma}}{P_{CT\Sigma}} + 1 \right)^{0,2857143},$$

где $T_{T\Sigma}$ – температура торможения результирующего воздушного потока, в градусах Кельвина;

$V_{\Sigma} - B$ км/ч.

Используя соотношение (1), проекции вектора \mathbf{V}_Σ результирующего воздушного потока на оси связанный с вертолетом системы координат определяются как:

$$V_{\Sigma x} = V_{\Sigma} \sin \varphi_1 \cos \varphi_2; \quad V_{\Sigma y} = V_{\Sigma} \cos \varphi_1 \cos \varphi_2; \quad V_{\Sigma z} = V_{\Sigma} \sin \varphi_2,$$

Для получения информации о высотно-скоростных параметрах вертолета в области малых и околонулевых скоростях полета, когда неподвижный многоканальный проточный приемник 1 находится в створе вихревой колонны несущего винта вертолета, на наружной поверхности верхнего экранирующего диска 3 установлен аэрометрический приемник 7. В целях уменьшения аэродинамических искажений приемник 7 выполнен в виде полусферы с диаметром, равным диаметру верхнего экранирующего диска, которая установлена непосредственно на его внешней поверхности. На верхней поверхности полусферического приемника 7 на оси симметрии расположено отверстие 8, являющееся приемником полного давления $P_{\Pi\Sigma}$ результирующего воздушного потока вихревой колонны несущего винта. В плоскости, параллельной плоскости симметрии вертолета, под углом Φ_{01} к оси симметрии на поверхности

где φ_1 и φ_2 – углы, определяющие положение вектора \mathbf{V}_Σ результирующего набегающего потока вихревой колонны относительно осей симметрии приемников давлений P_1, P_2 и P_3, P_4 .

По давлениям P_1, P_2 и P_3, P_4 , воспринимаемым отверстиями 10 и 11, расположеными на верхней поверхности полусферического приемника 7 (рисунок 1), можно определить углы φ_1 и φ_2 , определяющие положение вектора \mathbf{V}_Σ результирующего набегающего воздушного потока вихревой колонны несущего винта вертолета. Используя соотношения, приведенные в работе [5], связь давлений P_1, P_2 и P_3, P_4 с углами φ_1 и φ_2 , можно представить в виде:

$$\frac{P_1 - P_2}{P_{\Pi\Sigma} - P_{CT\Sigma}} = \frac{9}{4} \sin 2\varphi_{01} \sin 2\varphi_1; \quad \frac{P_3 - P_4}{P_{\Pi\Sigma} - P_{CT\Sigma}} = \frac{9}{4} \sin 2\varphi_{02} \sin 2\varphi_2.$$

Поскольку неподвижный аэрометрический приемник расположен на фюзеляже на определенном радиус-векторе $R(x, y, z)$ от центра масс вертолета, то при вращении вертолета относительно центра масс имеет место кинематическое искажение вектора \mathbf{V} скорости воздушного потока, обусловленное движением вертолета относительно окружающей среды, которое определяется уравнениям:

$$V_{kx} = V_x + (\omega_y z - \omega_z y); \quad V_{ky} = V_y + (\omega_z x - \omega_x z); \quad V_{kz} = V_z + (\omega_x y - \omega_y x).$$

где V_{kx}, V_{ky}, V_{kz} – проекции кинематически искаженного вектора \mathbf{V}_k скорости набегающего воздушного потока в месте установки аэрометрического приемника;

$\omega_x, \omega_y, \omega_z$ – угловые скорости вращения вертолета относительно осей связанной системы координат;

x, y, z – координаты места установки аэрометрического приемника в связанной системе координат, центр которой находится в центре масс вертолета.

Тогда составляющие V_x, V_y, V_z , величина \mathbf{V}_B вектора \mathbf{V}_B истинной воздушной скорости, углы атаки α и скольжения β вертолета, статическое давление P_H , плотность ρ_H , барометрическая высота H и приборная скорость $V_{\text{пр}}$ определяются в соответствии с соотношениями вида:

$$V_x = V_\Sigma \sin \left[\frac{1}{2} \arcsin \left(\frac{4}{9K_1(\varphi_2, V_\Sigma) \sin 2\varphi_{01}} \frac{P_1 - P_2}{P_{\Pi\Sigma} - P_{CT\Sigma}} \right) \right] \times \times \cos \left[\frac{1}{2} \arcsin \left(\frac{4}{9K_2(\varphi_1, V_\Sigma) \sin 2\varphi_{02}} \frac{P_3 - P_4}{P_{\Pi\Sigma} - P_{CT\Sigma}} \right) \right] - K_{ix} |V_{i0}| - (\omega_y z - \omega_z y);$$

$$V_y = V_\Sigma \cos \left[\frac{1}{2} \arcsin \left(\frac{4}{9K_1(\varphi_2, V_\Sigma) \sin 2\varphi_{01}} \frac{P_1 - P_2}{P_{\Pi\Sigma} - P_{CT\Sigma}} \right) \right] \times \times \cos \left[\frac{1}{2} \arcsin \left(\frac{4}{9K_2(\varphi_1, V_\Sigma) \sin 2\varphi_{02}} \frac{P_3 - P_4}{P_{\Pi\Sigma} - P_{CT\Sigma}} \right) \right] - K_{iy} |V_{i0}| - (\omega_z x - \omega_x z);$$

$$V_z = V_\Sigma \sin \left[\frac{1}{2} \arcsin \left(\frac{4}{9K_2(\varphi_1, V_\Sigma) \sin 2\varphi_{02}} \frac{P_3 - P_4}{P_{\Pi\Sigma} - P_{CT\Sigma}} \right) \right] - K_{iz} |V_{i0}| - (\omega_x y - \omega_y x);$$

$$V_B = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2}; \quad \alpha = \arctg \frac{V_y}{V_x}; \quad \beta = \arcsin \frac{V_z}{\sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2}} = \arcsin \frac{V_z}{V_B};$$

$$P_H = P_{CT\Sigma} - K_P \frac{\rho_\Sigma V_\Sigma^2}{2}; \quad H_{\text{абс}} = H = \frac{T_0}{\tau} \left[1 - \left(\frac{P_H}{P_0} \right)^{\tau R} \right]; \quad \rho_H = \rho_0 \frac{P_H T_H}{P_0 T_0};$$

$$V_{\text{пр}} = \sqrt{2gRT_0 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_{\text{дин}}}{P_0} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]}; \quad P_{\text{дин}} = 0,5 \rho_H V_B^2,$$

где P_0 и T_0 – абсолютное давление и температура воздуха на уровне моря;
 R и k – удельная газовая постоянная и показатель адиабаты для воздуха;
 $|V_{i0}|$ – модуль вектора индуктивной скорости несущего винта вертолета на режиме висения;

τ – температурный градиент;

K_p , K_{ix} , K_{iy} , K_{iz} – безразмерные коэффициенты, зависящие от параметров полета и определяемые по результатам летных испытаний системы на вертолете;

$K_1(\phi_2, V_\Sigma)$ и $K_2(\phi_1, V_\Sigma)$ – коэффициенты, учитывающие взаимное влияние углов ϕ_1 и ϕ_2 на распределение давлений P_1 , P_2 и P_3 , P_4 на поверхности полусферы, которые в общем случае зависят от величины V_Σ и определяются при тарировке АМП в аэродинамической трубе.

При выходе неподвижного многофункционального аэрометрического приемника из зоны вихревой колонны несущего винта высотно–скоростные параметры вертолета определяются по давлениям P_i , $P_{\alpha i}$, $P_{\alpha i-1}$, $P_{\text{СТ.Д}}$, воспринимаемым многоканальным проточным аэрометрическим приемником 1 (рисунок 1), в соответствии с алгоритмами, приведенными в работах [6].

Угловая координата ψ вектора скорости V_B определяется выражением:

$$\psi = \beta = \psi_{mi} \pm (\theta_{\max} - \theta_x) t_0,$$

где t_0 – координатный шаг сплайн–функции, реализующей аппроксимирующий полином $P_i = f(\theta)$ в безразмерной системе координат θ (при $n = 6$ $t_0 = 60^\circ$);
 β – угол скольжения вертолета.

По значению $P_{i\max}$, соответствующему совпадению оси i –ой трубки полного давления с направлением набегающего воздушного потока ($\psi = \beta = 0$), определяется величина V_B вектора истинной воздушной скорости вертолета с использованием выражения вида:

$$V_B = \sqrt{\frac{2}{\rho_H} (P_{i\max} - P_H)} = \sqrt{\frac{2P_0T_0}{\rho_0 P_H T_H} (P_{i\max} - P_H)},$$

где $\rho_H = \rho_0 \frac{P_H T_H}{P_0 T_0}$ – плотность воздуха на высоте полета H ;

P_H и T_H – статическое давление и абсолютная температура на высоте H ;

$P_0 = 760$ мм.рт.ст = 101325 Па, $\rho_0 = 1,225$ кг/м³ и $T_0 = 288,15$ К – статическое давление, плотность воздуха и абсолютная температура на высоте $H = 0$ стандартной атмосферы.

Статическое давление P_H и абсолютная температура T_H на высоте H вертолета определяются по статическому давлению $P_{\text{СТ.Д}}$, воспринимаемому неподвижным проточным аэрометрическим приемником (рисунок 1), и по показаниям бортового приемника температуры торможения $T_{T\Sigma}$, установленного на фюзеляже вертолета.

По давлениям $P_{\alpha i}$ и $P_{\alpha i-1}$, воспринимаемым отверстиями на нижнем и верхнем экранирующих дисках неподвижного многоканального проточного аэрометрического приемника, определяется положение α вектора скорости V набегающего воздушного потока в ортогональной плоскости, например по соотношению вида:

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{1}{2 \sin 2\phi_0} \frac{P_{\alpha i} - P_{\alpha i-1}}{P_{i\max} - P_{\text{СТ.Д}}} \right),$$

где ϕ_0 – угол расположения приемных отверстий по каналу угла атаки.

По дросселированному статическому давлению $P_{\text{СТ.Д}}$, воспринимаемого канавками, установленными в характерном сечении проточного аэрометрического приемника, определяется барометрическая высота в соответствии со стандартной зависимостью:

$$H = \frac{T_0}{\tau} \left[1 - \left(\frac{P_{\text{СТ.Д}}}{K_p P_0} \right)^{\tau R} \right],$$

где $\tau = 0,0065 \text{ К/м}$ – температурный градиент;

$R = 29,27 \text{ м/К}$ – газовая постоянная воздуха.

Таким образом, с помощью неподвижного многоканального проточного арометрического приемника обеспечивается измерение высотно-скоростных параметров вертолета при скоростях полета, когда приемник находится вне зоны вихревой колонны несущего винта в диапазоне изменения углов скольжения $\pm 180^\circ$.

На рисунке 2 представлен общий вид и комплектация экспериментального промышленного образца системы. Проведены испытания экспериментального промышленного образца системы в аэродинамической трубе Т3-К Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева-КАИ, зарегистрированной в Государственном реестре средств измерения (№22835-02).

Как показали трубные испытания, на режиме малых и околонулевых скоростей полета вертолета, когда неподвижный арометрический приемник находится в зоне вихревой колонны несущего винта, экспериментальный промышленный образец обеспечивает измерение продольной V_x и боковой V_z составляющих вектора истинной воздушной скорости с инструментальной погрешностью, не превышающей значений $\Delta V_x = \Delta V_z = \pm 3,6 \dots 4 \text{ км/ч}$, вертикальной составляющей V_y – с погрешностью не более $\Delta V_y = \pm 3,35 \dots 4,4 \text{ км/ч}$.

На режимах, соответствующих выходу датчика первичной информации из зоны вихревой колонны несущего винта, информация о высотно-скоростных параметрах вертолета воспринимается неподвижным многоканальным проточным арометрическим приемником.

Как показали трубные испытания экспериментального промышленного образца системы, при выходе датчика первичной информации из зоны вихревой колонны, инструментальная погрешность измерения угла скольжения в диапазоне $\pm 180^\circ$ не превышает значения $\Delta \beta = \pm 0,5 \dots 0,7^\circ$, инструментальная погрешность измерения истинной воздушной скорости при изменении угла скольжения в диапазоне $\pm 180^\circ$ – не более $\Delta V_B = \pm 2 \dots 3 \text{ км/ч}$, колебания дросселированного статического давления $P_{\text{СТ.Д}}$, воспринимаемые в проточном канале неподвижного многоканального проточного арометрического приемника не превышает значения $\Delta P_{\text{СТ.Д}} = \pm 60 \dots 75 \text{ Па}$, что соответствует погрешности определения барометрической высоты на уровне Земли не более $\Delta H = \pm 4 \dots 5 \text{ м}$.

Применение рассмотренной системы воздушных сигналов на различных классах вертолетов позволит повысить безопасность полета, эффективность пилотирования и боевого применения, обеспечить надежность работы системы в условиях возможных резких возмущений аэродинамического поля вертолета, например, при пуске ракеты.

Работа выполнена в рамках базовой части государственного задания в сфере научной деятельности по заданию Минобрнауки России № 2014/55 (НИР № 990).

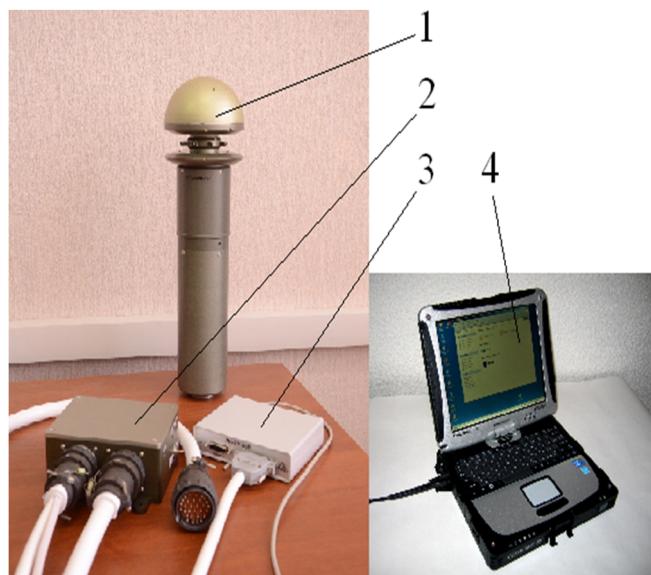


Рисунок 2 – Фотография экспериментального промышленного образца системы воздушных сигналов вертолета:

1 – неподвижный арометрический приемник;
2 – электроизмерительная схема; 3 – устройство преобразования; 4 – ноутбук

1. Алексеев, Н.В. Системы измерения воздушных параметров нового поколения / Н.В. Алексеев, В.Г. Кравцов, О.И. Назаров и др. // Авиакосмическое приборостроение. – 2003. – № 8. – С. 31–36.

2. Козицин, В.К. Анализ принципов построения систем измерения воздушных сигналов вертолета / В.К. Козицин, Н.Н. Макаров, А.А. Порунов, В.М. Солдаткин // Авиакосмическое приборостроение. – 2003. – № 10. – С. 2–13.

3. Солдаткин, В.В. Система воздушных сигналов вертолета на основе неподвижного комбинированного

аэрометрического приемника и информации аэродинамического поля вихревой колонны несущего винта: Монография / В.В. Солдаткин. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2012. – 284 с.

4. Пат. 2427844 Российская Федерация, МПК G01P5/14. Система воздушных сигналов вертолета / Солдаткин В.В., Солдаткин В.М., Порунов А.А., Никитин А.В., Макаров Н.Н., Кожевников В.И., Белов В.П., Истомин Д.А.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева, ОАО «Ульяновское конструкторское бюро приборостроения». – № 201009031736/09; заявл. 09.03.2010; опубл. 27.08.2011, Бюл. № 13. – 5 с.

5. Петунин, А.А. Методы и техника измерения параметров газового потока / А.А. Петунин. – М.: Машиностроение, 1972. – 332 с.

6. Порунов, А.А. Всенаправленная система воздушных сигналов вертолета с неподвижным многоканальным аэрометрическим приемником / А.А. Порунов, В.В. Солдаткин, В.М. Солдаткин // Мехатроника, автоматизация, управление. – 2007. – № 3. – С. 8–14.

Солдаткин Вячеслав Владимирович

Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева–КАИ

Доктор технических наук, доцент, доцент кафедры «Приборы и информационно–измерительные системы»

Тел.: +7-917-289-06-75

E-mail: w-soldatkin@mail.ru

V.V. SOLDATKIN

DEVELOPMENT AND TESTING OF PIPE HELICOPTER AIR SIGNALS ON THE BASIS OF INFORMATION AERODYNAMIC FIELD VORTEX COLUMNS ROTOR

The design scheme of multifunctional sensor primary aerometric of information, algorithms processing of informative signals, features of the implementation and results of the pipe test of experimental sample of air signals system helicopter on the basis of information of the aerodynamic field of the vortex column main rotor.

Keywords: helicopter, air signals, measurement, system, vortex column of main rotor, the aerodynamic field, information, development, test pipe.

BIBLIOGRAPHY

1. Alekseyev, N.V. Sistemy izmereniya vozдушных параметров нового поколения / N.V. Alekseyev, V.G. Kravtsov, O.I. Nazarov и dr. // Aviakosmicheskoye priborostroyeniye. – 2003. – № 8. – S. 31–36.

2. Kozitsin, V.K. Analiz printsipov postroeniya sistem izmereniya vozдушных сигналов вертолета / V.K. Kozitsin, N.N. Makarov, A.A. Porunov, V.M. Soldatkin // Aviakosmicheskoye priborostroyeniye. – 2003. – № 10. – S. 2–13.

3. Soldatkin, V.V. Sistema vozдушных сигналов вертолета на основе неподвижного комбинированного аэрометрического приемника и информатии аэродинамического поля вихревой колонны несущего винта: Монография / V.V. Soldatkin. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2012. – 284 с.

4. Pat. 2427844 Rossiyskaya Federatsiya, MPK G01P5/14. Sistema vozдушных сигналов вертолета / Soldatkin V.V., Soldatkin V.M., Porunov A.A., Nikitin A.V., Makarov N.N., Kozhevnikov V.I., Belov V.P., Istomin D.A.; zayavitel i patentoobladatel GOУ VPO Kazanskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet im. A.N. Tupoleva, OAO «Ulyanovskoye konstruktorskoye byuro priborostroyeniya». – № 201009031736/09; zayavl. 09.03.2010; opubl. 27.08.2011, Byul. № 13. – 5 s.

5. Petunin, A.A. Metody i tekhnika izmereniya parametrov gazovogo potoka / A.A. Petunin. – M.: Mashinostroyeniye, 1972. – 332 s.

6. Porunov, A.A. Vsenapravленная система воздушных сигналов вертолета с неподвижным многоканальным аэрометрическим приемником / A.A. Porunov, V.V. Soldatkin, V.M. Soldatkin // Mekhatronika, avtomatizatsiya, upravleniye. – 2007. – № 3. – S. 8–14.

Soldatkin Vyacheslav Vladimirovich

Kazan National Research Technical University. AN Tupolev–KAI

Doctor of Technical Sciences, associate professor, assistant professor of «Devices and systems of»

Tel.: + 7-917-289-06-75

E-mail: w-soldatkin@mail.ru

КОНТРОЛЬ, ДИАГНОСТИКА, ИСПЫТАНИЯ

УДК 620.179.1.082.7

А.В. СЕЛИХОВ

УСТРОЙСТВО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДЕФЕКТНОГО ПОДШИПНИКА В ДВУХОПОРНОМ УЗЛЕ ТРЕНИЯ

Данная работа посвящена вопросу разделения диагностической информации о подшипниках качения в двухопорном узле трения и определении дефектного.

Ключевые слова: двухопорный узел, подшипник качения, разделение диагностической информации.

В настоящее время широко распространены многоопорные узлы трения, которые нашли применение в разных областях машиностроения. Одним из методов, предложенных для решения задачи диагностирования таких объектов, является электрорезистивный метод [1, 2]. Экспериментальные исследования показали, что данный метод обладает высоким быстродействием, малой инерционностью преобразования диагностического сигнала, высокой информативностью [3, 4].

Одной из проблем диагностирования двухопорных узлов трения является разделение диагностической информации и определение, к какому из подшипников она относится. В работе [5] для диагностики подшипников коленчатого вала используется поочередное коммутирование подшипника, подверженного наибольшему нагружению, и измерительного устройства. Недостатком такого метода является узкая область его применения – для устройств с переменной нагрузкой. Другим подходом является дискретное зонально-селективное сканирование [6]. Недостатком является затруднение выделения информации при близких частотах вращения сепараторов, также частота вращения сепараторов не является постоянной, так как спектральные составляющие могут быть трудно различимы из-за совместного наложения.

Подход, описанный в работе [7] предполагает разделение информации за счёт формирования сложного диагностического воздействия на исследуемый узел, при котором реализуется заданное нагружение контролируемого подшипника при отсутствии реакции в неконтролируемом подшипнике. Недостатком метода является необходимость дополнительного сложного технического оборудования, для обеспечения необходимых нагрузок.

В работе [8] был предложен метод определения технического состояния узла, основанный на том, что оно соответствует подшипнику с показателями, не удовлетворяющими заданным, таким образом дальнейшей задачей является выявление данного подшипника. Так как электрическое сопротивление узла стремится к меньшему из сопротивлений подшипников, то, определив подшипник с меньшим сопротивлением, определим дефектный подшипник.

Для разработки устройства для определения дефектного подшипника за основу взято устройство, показанное на рисунке 1. Электрическая схема замещения представлена на рисунке 2.

Напряжение в точке подключения вольтметра:

$$U_{\text{вых}} = E_1 - \frac{(E_1 + E_2) \cdot R_3}{R_2 + R_3 + R_4}. \quad (1)$$

Особенностью данной схемы является то, что за счет питания разнополярным напряжением знак выходного сигнала зависит от соотношения сопротивлений R_3 , R_4 , таким образом, схема выполняет функцию индикатора, когда по знаку выходного напряжения можно определить какой подшипник обладает большим сопротивлением.

С учётом трибо-ЭДС схема замещения примет вид, изображённый на рисунке 3, при этом напряжение в точке измерения:

$$U_{\text{вых_1}} = E_1 - \frac{(E_1 + E_2) \cdot R_3}{R_2 + R_3 + R_4} - \frac{U_1 \cdot R_3}{R_2 + R_3 + R_4} + \frac{U_2 \cdot R_3}{R_2 + R_3 + R_4} + U_1. \quad (2)$$

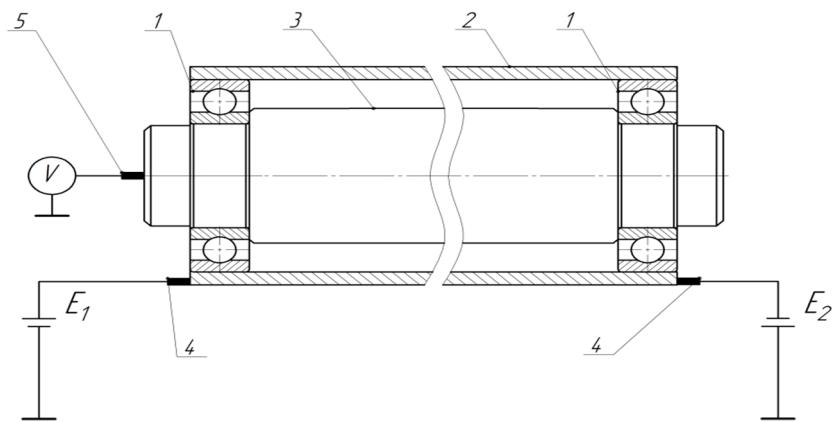


Рисунок 1 – Схема для определения дефектного подшипника качения в двухопорном узле трения

1 – подшипник, 2 – корпус, 3 – вал,
4 – токосъемник с вала, 5 – токосъемник

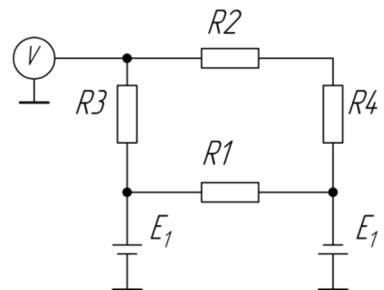


Рисунок 2 – Электрическая схема замещения

R_1 – корпус, R_2 – вал, R_3 – трибосопряжение подшипника №1, R_4 – трибосопряжение подшипника №2

Оценим степень влияния трибо-ЭДС на результат измерения.

Напряжение питания выберем на основании данных, представленных в работе[9, 10]. Во избежание электрического пробоя смазочной плёнки, электрической эрозии, падение напряжение на подшипнике не должно превышать 100 мВ, значит согласно выражению (1) при двух источниках питания напряжение каждого из них не должно превышать 50 мВ, с учетом того, что $|E_1|=|E_2|$. Пусть сигнал трибо-ЭДС обладает параметрами: частота изменения от 0 до 1 МГц, диапазон изменения амплитуды сигнала от 0 до 100 мВ. При этом сопротивление вала и корпуса принято равным 1 Ом.

Изменяя сопротивление подшипника № 1 и № 2 от 0 Ом до 10 Мом, был получен график изменения относительной погрешности, вызванной влиянием трибо-ЭДС (рисунок4), погрешность определяется по выражению:

$$\delta = \frac{U_{\text{вых}} - U_{\text{вых-1}}}{U_{\text{вых}}} \cdot 100\% \quad (3)$$

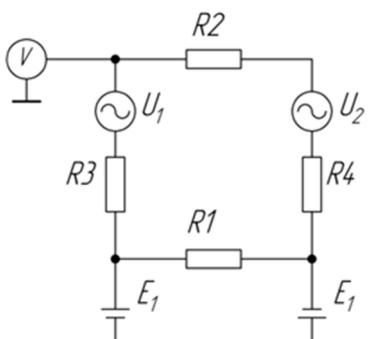


Рисунок 3 – Схема замещения с учётом трибо-ЭДС:

R_1 – корпус, R_2 – вал, R_3 – трибосопряжение подшипника №1, R_4 – трибосопряжение подшипника №2, U_1 – трибо-ЭДС подшипника №1, U_2 – трибо-ЭДС подшипника №2

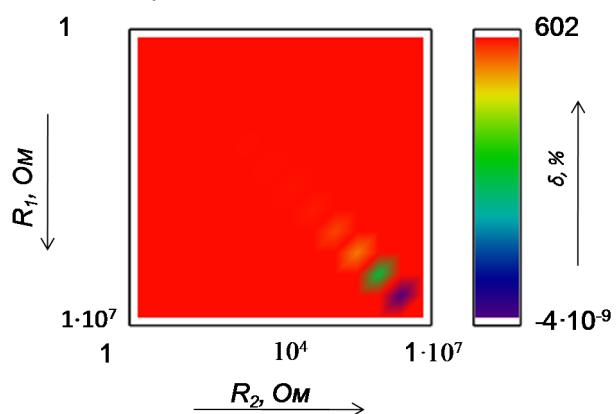


Рисунок 4 – Значение относительной погрешности %, вызванной влиянием трибо-ЭДС

Погрешность, вызванная влиянием трибо-ЭДС, делает невозможным проведение измерений. Если в цепи, на рисунке 3 заменить источники постоянного напряжения на генераторы синусоидального напряжения с частотой 10 МГц, то воспользовавшись полосовым фильтром для выделения сигнала, возможно снизить влияние трибо-ЭДС. С учётом сказанного выше схема примет вид, представленный на рисунке 5.

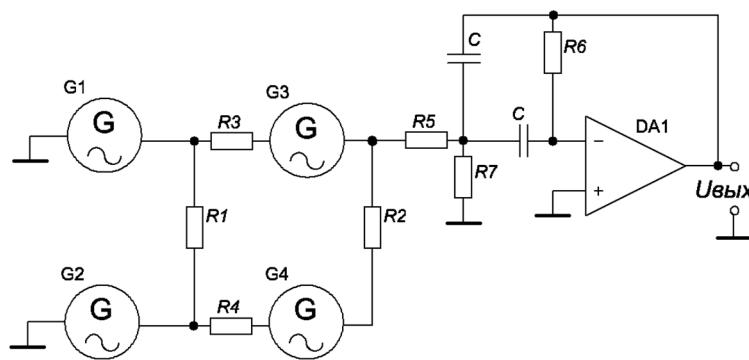


Рисунок 5 – Электрическая схема устройства для определения дефектного подшипника:
 G_1 , G_2 – генераторы синусоидального напряжения, G_3 , G_4 – генераторы, моделирующие сигнал трибо-ЭДС

Ранее, суждение о том, какой подшипник обладает большим сопротивлением, выносилось на основе знака выходного сигнала, при переходе к синусоидальному несущему сигналу вывод делается на основе сравнения фаз входного и выходного сигнала, где входной сигнал – напряжение генератора G_1 .

Схема подключения к двухпорному узлу показана на рисунке 6.

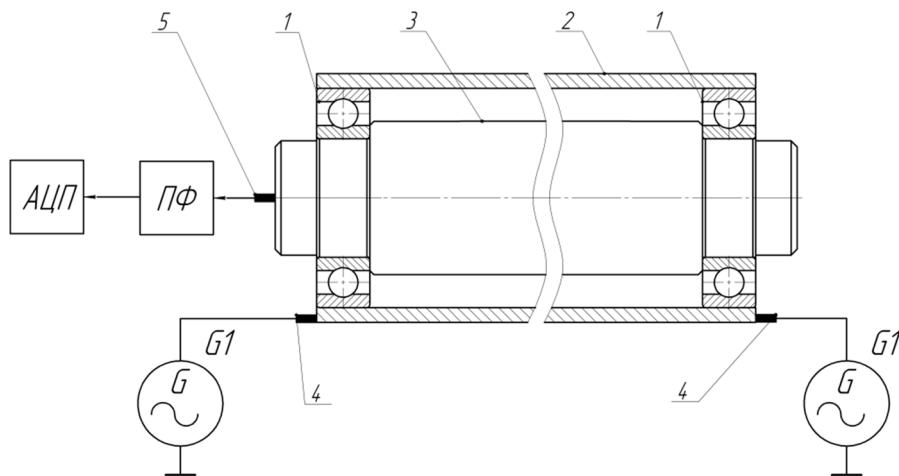


Рисунок 6 – Схема подключения устройства к двухпорному узлу:
1 – подшипник качения, 2 – корпус, 3 – вал, 4, 5 – токосъемники

Функция преобразования будет иметь вид:

$$U_{вых} = E_1 \cdot |A(f)| - \frac{(E_1 + E_2) \cdot |A(f_r)| \cdot R_3}{R_2 + R_3 + R_4} - \frac{U_1 \cdot |A(f)| \cdot R_3}{R_2 + R_3 + R_4} + \frac{U_2 \cdot |A(f)| \cdot R_3}{R_2 + R_3 + R_4} + U_1 \cdot |A(f)|, \quad (3)$$

где $|A(f)|$ – коэффициент усиления полосового фильтра на частоте f ,

$|A(f_r)|$ – коэффициент усиления полосового фильтра на резонансной частоте f_r , соответствующей частоте генераторов синусоидального напряжения.

При этом передаточная функция для полосового фильтра соответствует полученной ранее:

$$A(f) = \frac{-\frac{R_2 R_3}{R_1 + R_3} C j 2\pi f}{1 + \frac{2R_1 R_3 C}{R_1 + R_3} j 2\pi f + \frac{R_1 R_2 R_3}{R_1 + R_3} C^2 (j 2\pi f)^2}.$$

На основе проведённых ранее расчётов коэффициент усиления полосового фильтра на частоте 1 МГц составит $8,7 \cdot 10^{-3}$, на частоте 10 МГц – $0,883$, что обеспечивает уменьшение влияния трибо-ЭДС на результат измерения.

Изменяя сопротивление подшипника №1 и №2 от 1 Ω до 10 $M\Omega$ был получен график на рисунке 7, соответствующих значений относительной погрешности для устройства с уменьшением влияния трибо-ЭДС. Как видно из графика, относительная погрешность значительно уменьшена, что позволяет проводить измерения, кроме случаев, когда сопротивления близки по значениям друг к другу. Амплитуда выходного сигнала, без учета влияния трибо-ЭДС представлена на рисунке 8.

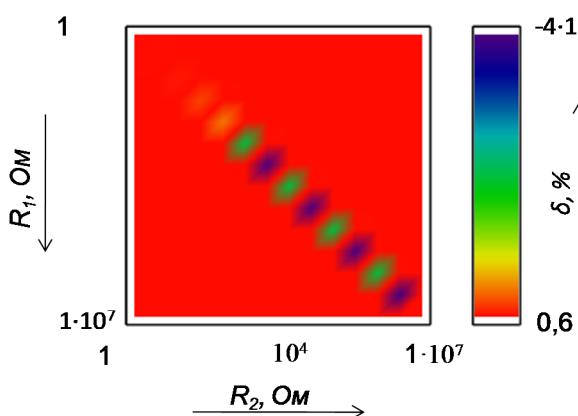


Рисунок 7 – Значение относительной погрешности $\delta\%$ устройства с уменьшением влияния трибо-ЭДС

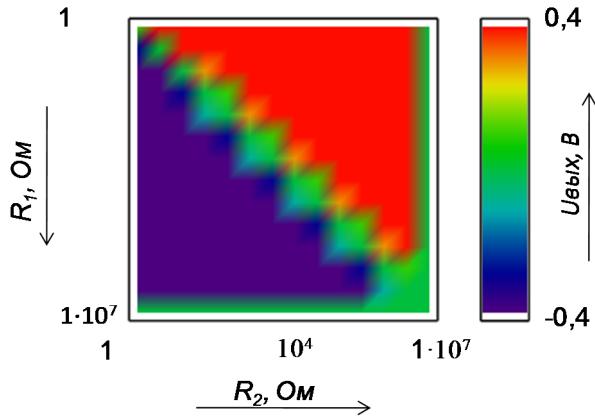


Рисунок 8 – Амплитуда выходного сигнала $U_{\text{вых}}$, В, без учёта трибо-ЭДС

В области значений электрического сопротивления подшипников близких друг к другу значение сигнала мало. Так как в задачу данного устройства входит определение наибольшего сопротивления, то в случае, когда выходной сигнал мал, делается вывод, что значения сопротивлений равны или близки, что позволяет пренебречь значительной погрешностью устройства при близких значениях сопротивлений.

Для того чтобы ограничить область, в которой можно пренебречь значением погрешности и признать сопротивления равными, следует исходить из минимального различимого сигнала АЦП. В качестве примера проведём расчёты для устройства АЦП DSO-2090.

Максимальное значение выходного сигнала составляет 0,045 В. АЦП позволяет измерять напряжение от минус 40 мВ до плюс 40 мВ, превышение по уровню сигнала несущественно для результата измерения, так как имеет значение только разность фаз между входным и выходным сигналом. Уровень шумов составляет 3% от полной шкалы:

$$U_\vartheta = \frac{3\% \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{100} = 2,4 \cdot 10^{-3}, \text{ В.}$$

Так как сигнал принимает отрицательные и положительные значения, то ограничения по уровню сигнала составят $\pm 2,4 \cdot 10^{-3}$, В. С учетом влияния трибо-ЭДС решим систему уравнения для нахождения значений сопротивлений, которым будет соответствовать данный уровень сигнала:

$$U_\vartheta = E_1 \cdot |A(f_r)| - \frac{(E_1 + E_2) \cdot |A(f_r)| \cdot R_3}{R_2 + R_3 + R_4} - \frac{U_1 \cdot |A(f)| \cdot R_3}{R_2 + R_3 + R_4} + \frac{U_2 \cdot |A(f)| \cdot R_3}{R_2 + R_3 + R_4} + U_1 \cdot |A(f)|.$$

$$R_3 (R_4) = \frac{E_1 \cdot |A(f)| + U_1 \cdot |A(f_r)| - U_\vartheta + E_1 \cdot |A(f)| \cdot R_4 + R_4 \cdot U_1 \cdot |A(f_r)| - R_4 \cdot U_\vartheta}{E_2 \cdot |A(f)| - U_2 \cdot |A(f_r)| + U_\vartheta} \cdot U_\vartheta$$

С учётом полученных ранее значений:

$$R_{3_min}(R_4) = 1.119 \cdot R_4 + 1.119;$$

$$R_{3_max}(R_4) = 900.43 \cdot 10^{-3} \cdot R_4 + 900.43 \cdot 10^{-3}.$$

В диапазоне от $R_{3_max}(R_4)$ до $R_{3_min}(R_4)$ сигнал будет неразличим, погрешность велика. Построим график относительной погрешности устройства, при влиянии трибо-ЭДС, по одной оси отложим значение сопротивления подшипника №1, по другой – сопротивление подшипника №2 в процентах от первого сопротивления (рисунок 9).

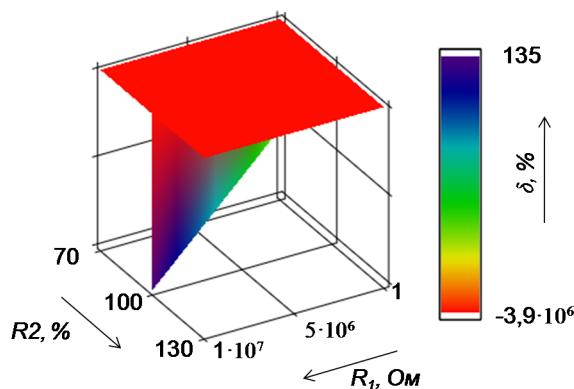


Рисунок 9 – Относительная погрешность устройства при влиянии трибо-ЭДС

На границах указанного диапазона относительная погрешность, с учётом влияния трибо-ЭДС:

$$\delta(R_{3_max}(R_4)) = -3.8\%;$$

$$\delta(R_{3_min}(R_4)) = 3.5\%.$$

Погрешность от отклонения амплитуды сигналов генераторов:

$$\delta_{max}(E_1) = \frac{U_{вых}(E_1) - U_{вых}(\Delta E_{1_max})}{U_{вых}(E_1)}; \delta_{min}(E_1) = \frac{U_{вых}(E_1) - U_{вых}(\Delta E_{1_min})}{U_{вых}(E_1)};$$

$$\delta_{max}(E_2) = \frac{U_{вых}(E_2) - U_{вых}(\Delta E_{2_max})}{U_{вых}(E_2)}; \delta_{min}(E_2) = \frac{U_{вых}(E_2) - U_{вых}(\Delta E_{2_min})}{U_{вых}(E_2)}.$$

Для границы сопротивления $R_{3_min}(R_4)$ и погрешности источника питания 1%:

$$\delta_{max}(E_1) = 8.4\%; \delta_{min}(E_1) = -8.4\%; \delta_{max}(E_2) = 9.4\%; \delta_{min}(E_2) = -9.4\%.$$

Для границы сопротивления $R_{3_max}(R_4)$ и погрешности источника питания 1%:

$$\delta_{max}(E_1) = -10.07\%; \delta_{min}(E_1) = 10.02\%; \delta_{max}(E_2) = -9.03\%; \delta_{min}(E_2) = 9.07\%.$$

Для определения суммарной погрешности воспользуемся максимальными значениями данных погрешностей:

Для границы сопротивления $R_{3_min}(R_4)$ и погрешности источника питания 1%:

$$\delta = \sqrt{(\delta_{max}(E_1))^2 + (\delta_{max}(E_2))^2 + \delta(R_{3_max}(R_4))^2}.$$

$$\delta = \sqrt{(-10,7)^2 + (9,4)^2 + (-3,8)^2} = 14,741 \approx 14,8\%.$$

Выходной сигнал устройства зависит от соотношения сопротивлений подшипников двухопорного узла. Точность соотношения сопротивлений может быть определена с погрешностью 14,8%, при уровне сигнала ниже $2,4 \cdot 10^{-3} В$ сопротивления считаются равными с вероятностью 88%.

Для проверки работоспособности метода по определению подшипника с малым сопротивлением был проведен соответствующий эксперимент. Структурная схема стенда приведена на рисунке 10.

Используемое оборудование: магазины сопротивлений Р33, генератор сигнала – Г3–112/1, осциллограф PDS5022T, инвертирующий усилитель.

Для того, чтобы подать на вход А и Б синфазные сигналы, различающиеся по знаку, первый выход генератора был подключен к входу А, второй выход подключен к входу инвертирующего усилителя с коэффициентом усиления, равным единице. Согласно выражению(2) когда сопротивление правого подшипника больше левого разность фаз между сигналами, получаемых с точки А и В будет равна нулю, в противном случае равна 180° .

Так как динамические характеристики магазинов сопротивлений не позволяют проводить эксперимент на высоких частотах, то частота сигнала генератора была выбрана 10

кГц. Значения сопротивлений, эквивалентные сопротивлениям вала и корпуса выбраны равными 10 Ом, на основе измерения параметров электродвигателя Г221-070 1000.

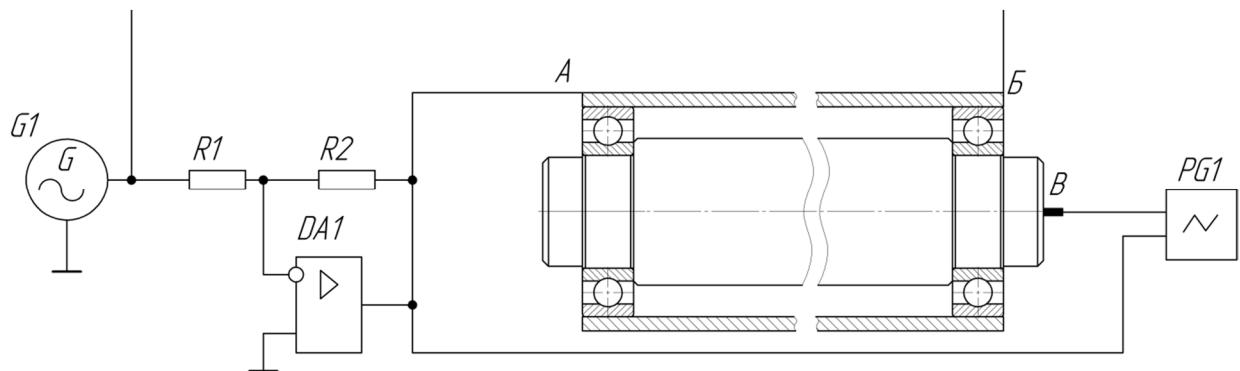


Рисунок 10 – Структурная схема стенда

На рисунке 11 показаны графики сигналов точек А, В в зависимости от соотношения сопротивлений подшипников. Отличие разности фаз от 0° и 180° происходит из-за влияния ФЧХ усилителя. На основе полученных данных можно сделать вывод о работоспособности метода измерения.

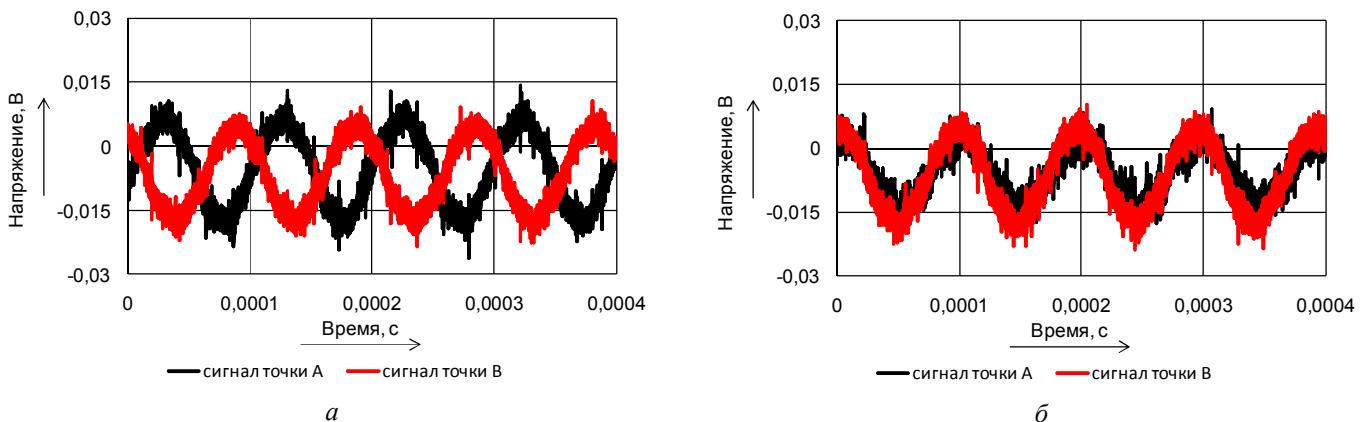


Рисунок 11 – Графики выходных сигналов:
а – сопротивление правого подшипника меньше левого,
б – сопротивление правого подшипника больше левого

Низкий уровень сигнала и значительный уровень шумов предполагают добавление фильтра и усилителя, при проектировании устройства следует учитывать нагружочную способность генератора сигнала и при необходимости использовать усилитель мощности.

Разработанный метод определения дефектного подшипника в совокупности с методом [8] позволяет оценить техническое состояние подшипников качения двухпорного узла, необходимость их замены, выделить дефектный подшипник в узле.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мишин, В.В. Метод и средства диагностирования подшипниковых узлов с учётом макрогоеометрии дорожек качения / В.В. Мишин // Автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук. – Орел, 2000. – 17 с.
2. Podmasterev, K. V. Electric method and means to identify local defects in rollings / K. V. Podmasterev, E. V. Paholkin // Дефектоскопия. – 1998. – №8. – С. 59–67.
3. Мишин, В.В. Исследование работы подшипника по параметрам его электрического сопротивления / В.В. Мишин, К.В. Подмастерев, В.В. Семёнов, М.В. Майоров, В., Чернышов, А.В. Селихов, К.В. Шаталов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2010. – № 5–2. – С. 108–115.
4. Селихов, А.В. Экспериментальное исследование электрического сопротивления (проводимости) подшипника качения, как диагностического параметра / А.В. Селихов, В.В. Мишин, М.В. Майоров, А.А. Катыхин, К.В. Шаталов, В.И. Некрасов / А.В. Селихов, В.В. Мишин, М.В. Майоров, А.А. Катыхин, К.В. Шаталов, В.И. Некрасов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2010. – № 6–2. – С. 25–34.
5. А.с. 427262 СССР, МКИ G 01 M 13/04. Устройство для контроля состояния подшипников / В.И. Шумилин. – Опубл. 05.05.74, Бюл. №17.

6. А.с. 1272142 СССР, МКИ G 01 М 13/04. Способ диагностики тел качения подшипника / К.В. Подмастерьев. – Опубл. 23.11.86, Бюл. № 43.
7. Подмастерьев, К.В. Разделение диагностической информации о состоянии подшипников в двухпорных узлах / К.В. Подмастерьев, Е.В. Пахолкин // Инженерно-физические проблемы новой техники: Тез. Докл. – М. Изд-во МГТУ. – 1998. – С. 20–21.
8. Селихов, А.В. Метод диагностирования двухпорных узлов трения автотранспорта / А.В. Селихов // Информационные технологии и инновации на транспорте. Материалы международной научно-практической конференции. – Орел, 19–20 мая 2015 года. – Орел: ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК». – 2015. – С. 308–314.
9. Подмастерьев, К.В. Анализ технических требований к средствам диагностирования подшипников качения электрорезистивным методом / К.В. Подмастерьев, В.В. Марков // Известия Орловского Государственного Технического Университета. Серия: фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2011. – № 3. – С. 42–44.
10. Пахолкин, Е.В. Приборы для трибомониторинга / Е.В. Пахолкин, К.В. Подмастерьев // Датчики и системы. – 2008. – № 3. – С. 16–19.

Селихов Алексей Владимирович
ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК»
Научный сотрудник НОЦ «ДИАТРАНСПРИБОР»
Тел. (4862) 41–98–76
E-mail: pms35@ostu.ru

A.V. SELIHOV

DEVICE FOR DIAGNOSIS OF DEFECTIVE BALL BEARING IN DOUBLE-SEAT FRICTION ASSEMBLY

This article is devoted to the problem of splitting diagnostic information about ball bearings in the double-seat friction assembly and detection of defective.

Keywords: double-seat friction assembly, ball bearing, splitting of diagnostic information.

BIBLIOGRAPHY

1. Mishin, V.V. Metod i sredstva diagnostirovaniya podshipnikovikh uzlov s uchotom makrogeometrii dorozhek kacheniya / V.V. Mishin // Avtoreferat dissertatsii na soiskaniye uchonoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk. – Orel, 2000. – 17 s.
2. Podmasterov, K.V. Electric method and means to identify local defects in rollings / K.V. Podmasterov, E.V. Paholkin // Defektoskopiya. – 1998. – №8. – S. 59–67.
3. Mishin, V.V. Issledovaniye raboty podshipnika po parametram vego elektricheskogo soprotivleniya / V.V. Mishin, K.V. Podmasterov, V.V. Semonov, M.V. Mayorov, V., Chernyshov, A.V. Selikhov, K.V. Shatalov // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2010. – № 5–2. – S. 108–115.
4. Selikhov, A.V. Eksperimentalnoye issledovaniye elektricheskogo soprotivleniya (provodimosti) podshipnika kacheniya, kak diagnosticheskogo parametra / A.V. Selikhov, V.V. Mishin, M.V. Mayorov, A.A. Kat'ykhin, K.V. Shatalov, V.I. Nekrasov / A.V. Selikhov, V.V. Mishin, M.V. Mayorov, A.A. Kat'ykhin, K.V. Shatalov, V.I. Nekrasov // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2010. – № 6–2. – S. 25–34.
5. А.с. 427262 СССР, МКИ G 01 М 13/04. Ustroystvo dlya kontrolya sostoyaniya podshipnikov / V.I. Shumilin. – Opubl. 05.05.74. Byul. №17.
6. А.с. 1272142 СССР, МКИ G 01 М 13/04. Sposob diagnostiki tel kacheniya podshipnika / K.V. Podmasterov. – Opubl. 23.11.86, Byul. № 43.
7. Podmasterov, K.V. Razdeleniye diagnosticheskoy informatsii o sostoyaniyu podshipnikov v dvukhopornykh uzlakh / K.V. Podmasterov, Ye.V. Pakholkin // Inzhenerno-fizicheskiye problemy novoy tekhniki: Tez. Dokl. – M. Izd-vo MGTU. – 1998. – S. 20–21.
8. Selikhov, A.V. Metod diagnostirovaniya dvukhopornykh uzlov treniya avtotsporta / A.V. Selikhov // Informatsionnye tekhnologii i innovatsii na transporte. Materialy mezhdunarodnov nauchno-prakticheskoy konferentsii. – Orel, 19–20 maya 2015 goda. – Orel: FGBOU VPO «Gosuniversitet – UNPK». – 2015. – S. 308–314.
9. Podmasterov, K.V. Analiz tekhnicheskikh trebovaniy k sredstvam diagnostirovaniya podshipnikov kacheniya elektrorrezistivnym metodom / K.V. Podmasterov, V.V. Markov // Izvestiya Orlovskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta. Seriya: fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2011. – № 3. – S. 42–44.
10. Pakholkin, Ye.V. Pribory dlya tribomonitoringa / Ye.V. Pakholkin, K.V. Podmasterov // Datchiki i sistemy. – 2008. – № 3. – S. 16–19.

Selihov Aleksey Vladimirovich
FGBOU VPO «State University – ESPC»
Scientific researcher of Scientific and
Educational Center «Diatranspribor»
Tel. (4862) 41–98–76
E-mail: pms35@ostu.ru

К.В. ПОДМАСТЕРЬЕВ, А.Н. ОТРУБЯННИКОВ, В.В. МАРКОВ

УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ РЕЗИНОТЕХНИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЙ НА ОСНОВЕ СИСТЕМЫ КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ПРОИЗВОДСТВА

В статье предложен подход к повышению эффективности системы управления качеством резинотехнических изделий медицинского назначения. Составлено описание состояния и перспектив развития российского рынка резинотехнических изделий медицинского назначения. Рассмотрены проблемы обеспечения качества резинотехнических изделий. Представлены этапы жизненного цикла резинотехнических изделий, составлен перечень нормативных документов, регламентирующих требования к каждому из этапов. Предложена система комплексной оценки технического уровня производства, основой которой является вероятностная модель процесса управления качеством резинотехнических изделий.

Ключевые слова: качество; медицинские изделия; резинотехнические изделия; обеспечение качества; система менеджмента качества; проблема качества.

Изделия из резины занимают значительное место в ассортименте медицинских товаров. Они широко используются в хирургической практике (перчатки хирургические резиновые, трубы медицинские дренажные, трубы интубационные, маски наркозные, катетеры и др.), в производстве лекарственных препаратов (трубы медицинские резиновые вакуумные), в качестве предметов ухода за больными, находящимися на постельном режиме, предметов личной гигиены, позволяющих облегчить обслуживание больных. Эта группа товаров занимает около 20 % от общего объема рынка медицинских изделий, что подчеркивает её значимость для медицинской промышленности. В настоящее время лишь пятая часть (20 %) продукции данной направленности приходится на отечественную [1].

На российском рынке резинотехнических изделий (далее – РИ) наблюдается сложная ситуация. Согласно данным работы [2], ёмкость российского рынка РИ ежегодно увеличивается (рисунок 1). В число крупных отечественных предприятий, выпускающих РИ медицинского назначения, входят: ОАО «Объединение «Альфапластик», г. Москва и г. Орёл; ООО «МИМ», г. Тюмень; ОАО « завод АЗРИ», г. Армавир; ОАО «Альтаир–СВ», ОАО «Гермес–РТИ», г. Москва; ЗАО «МедСил», г. Мытищи и ряд других предприятий [2].

Стремления отечественных предприятий сократить издержки производства не повышают конкурентоспособность продукции, так как аналогичные отечественным китайские изделия, разработанные в соответствии с требованиями российских стандартов, оказываются дешевле российских на 15–20 %, а более дорогие (например, немецкие) имеют более высокое качество. В результате на российский рынок всё больше внедряются РИ медицинского назначения импортного производства, захватывая у местных производителей значительную долю рынка и ещё больше ослабляя их позиции (рисунок 2) [2].

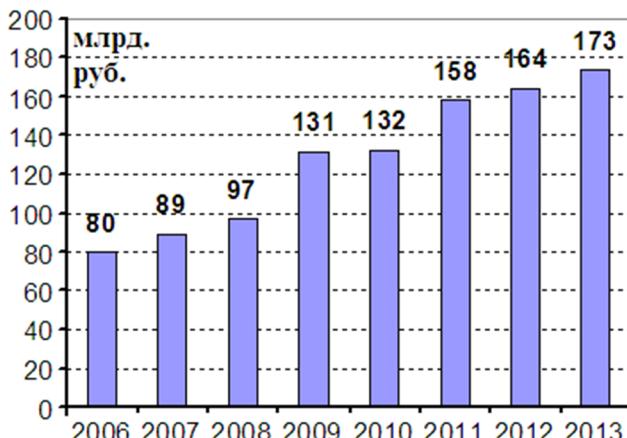


Рисунок 1 – Объем российского рынка РИ



Рисунок 2 – Динамика импорта РИ в России

Необходимость сочетания рентабельности производства с высоким качеством продукции и другими специфическими требованиями выдвигает перед резинотехнической промышленностью следующие организационные и научно-технические задачи [2]:

- 1) унификация и стандартизация резиновых смесей, конструкций и размеров изделий, разделение крупносерийного и мелкосерийного производств, специализация производства;
- 2) создание комбинированных материалов и принципиально новых конструкций изделий с использованием наряду с резиной элементов из пластических масс, керамики и других неорганических материалов;
- 3) широкое использование резин, наполненных пластиками, олигомерами, волокнистыми и нетрадиционными наполнителями, а также термоэластопластов;
- 4) внедрение обработки готовых изделий методами радиационной и химической модификации с целью улучшения их технических и технологических свойств;
- 5) расширение ассортимента специальных химикатов-добавок для облегчения переработки смесей и создания резин с улучшенными свойствами из имеющихся каучуков;
- 6) совершенствование традиционных и создание новых технологий изготовления изделий и технологического оборудования, повышение производительности труда.

Одним из перспективных направлений повышения конкурентоспособности предприятий резинотехнической промышленности является внедрение, сертификация систем менеджмента качества (СМК), а также постоянное повышение их результативности и эффективности. Рассмотрим особенности СМК предприятия резинотехнической промышленности на примере крупного представителя этой отрасли – ОАО «Объединение «Альфапластик».

ОАО «Объединение «Альфапластик» является одним из лидеров по производству резинотехнических изделий в России [3]. Предприятие было открыто в 1942-м году и в настоящее время изготавливает изделия из резины, ПВХ, силикона и других полимеров, которые помогают людям сохранять здоровье и красоту, вести здоровый образ жизни, быть в хорошей физической форме. Продукция предприятия пользуется большим спросом в России и в странах СНГ. Основные клиенты – московские и региональные аптечные сети, ведущие фармдистрибутеры, медицинские и спортивные учреждения, заводы, лаборатории, сетевые и розничные магазины.

Объединение «Альфапластик» имеет систему менеджмента качества, сертифицированную в системе сертификации «EURO-STANDARD MANAGEMENT SYSTEMS» органом по сертификации ООО «Экспертный центр сертификации». СМК предприятия направлена на достижение двух основных показателей эффективности производства РИ медицинского назначения: качества изделий и их себестоимости. Основным направлением развития СМК предприятия является создание условий для «встраивания функции качества» в технологические процессы производства РИ. С этой целью сеть процессов СМК предприятия предлагается дополнить системой комплексной оценки технического уровня производства, направленной на обнаружение брака изделий на ранних стадиях его возникновения и снижение уровня брака готовой продукции до минимально возможного значения.

Качество РИ зависит от ряда факторов: состава резиновой смеси, свойств и качества исходного материала и различных добавок, размеров и конструкции готовых резинотехнических изделий, технологии изготовления полуфабрикатов и окончательных изделий, технического состояния технологического оборудования резинотехнического производства. По данным Орловского филиала ОАО «Объединение «Альфапластик», при производстве освоенной серийной продукции доля брака составляет 3–4 %, что характерно и для отрасли в целом [2]. При производстве новой продукции доля брака составляет 10–15 %, а на некоторые виды новой продукции – до 20 %.

Прогнозирование поведения РИ, а также прогнозирование их дефектов или брака возможно осуществить после проведения экспресс-контроля основного компонента данных изделий – резиновой смеси. Показатели контроля РИ служат индикатором появления брака на последующих этапах производства. Выявление дефектов или брака осуществляется на

последнем этапе производственного процесса – вулканизации резиновой смеси. После процесса вулканизации резину невозможно далее обрабатывать с целью исправления брака. После процесса вулканизации брак резинотехнических изделий становится неисправимым.

Для управления качеством РИ необходимо подвергать анализу все этапы их жизненного цикла. Первым этапом решения этой актуальной проблемы должно стать моделирование качества резинотехнических изделий. Основой модели качества РИ являются этапы жизненного цикла, оказывающие влияние на качество готовой продукции. Прежде всего, к данным этапам относятся этапы производства РИ и исходных материалов.

Производство изделий из резины включает этапы: закупка сырья, приготовление резиновой смеси (сырая резина), анализ резиновой смеси, создание заготовок, вулканизация резиновых изделий (технологический процесс взаимодействия каучуков с вулканизующим агентом под воздействием высокой температуры с целью получения из заготовок готовую продукцию), обработка вулканизованных изделий (снятие облоя, заусенцев). Для построения модели качества РИ выполним анализ нормативных требований, предъявляемым к РИ и их исходным материалам на различных производственных этапах жизненного цикла [4].

Закупка сырья. Основными материалами для производства резинотехнических изделий медицинского назначения являются: каучук натуральный «смокед шит», каучук натуральный «светлый креп», каучук синтетический СКИ-3С (ГОСТ 14925-79), каучук синтетический СКС-30 АРКПН (ГОСТ 23492-83Е), каучук синтетический СКБ-30 (ТУ 38303-04-08-93), литопон (ГОСТ 907-72), сажа белая (ГОСТ 18307-78), масло индустриальное И-8А (ГОСТ 20799-88), фактис темный (ТУ 38-106-257-79), парафин (ГОСТ 23683-89), воск (ТУ 38101564-80), пигменты (красители), тиурам Д (ГОСТ 740-76Е), сульфенамид (ТУ 6-14-868-81), дифенилгуанидин (ГОСТ 40-80), сера техническая (ГОСТ 127-76Е), белила титановые (ГОСТ 9808 – 84), белила цинковые (ГОСТ 202-84), стеарин (ГОСТ 6484-96), агидол (ГОСТ 10894-76), нафтам-2 (ГОСТ 39-79Е), каолин (ГОСТ 19608-84), мел (ГОСТ 12085-88), углерод технический (ГОСТ 7885-86) [3-14].

Приготовление резиновой смеси. Документом, регламентирующим изготовление резиновых смесей, являются технические условия ТУ 38-105-1082-86. Резиновые смеси выпускают в невулканизованном (сыром) виде, поэтому жёстко регламентируются режимы изготовления, а именно – режим вымешивания и режим охлаждения. Не допускается содержание в резиновой смеси инородных включений, подвулканизованной резины, механических повреждений, расслоения резиновой смеси, пузыри и раковины. Резиновые смеси изготавливают в виде листов толщиной от 3 до 30 мм, длина и ширина не регламентируются. По договоренности цехов или с потребителем (для товарных резиновых смесей) допускается передавать на дальнейшую переработку резиновые смеси без вулканизирующих агентов (как правило, вулканизирующий агент – сера) и ускорителей. Готовая резиновая смесь пересыпается тальком или упаковывается в тару, исключающую загрязнение.

Анализ полученной резиновой смеси. Экспресс-контроль резиновой смеси: проверка пластиичности резиновой смеси и кольцевого модуля (по ГОСТ 412-76, ГОСТ 263-75, ГОСТ 415-75). Контроль физико-механических свойств вулканизированной резины (ГОСТ 270-75).

Получение заготовок. Каландрование и экструзия. После того, как сырой каучук пластицирован и смешан с ингредиентами резиновой смеси, он подвергается дальнейшей обработке перед вулканизацией, чтобы придать ему форму конечного изделия. Тип обработки зависит от области применения резинового изделия. На этой стадии процесса широко используются каландрование и экструзия. Каландры представляют собой машины, предназначенные для раскатки резиновой смеси в листы или промазки ею тканей. Экструдер применяется для формования трубочек, шлангов, камер, уплотнительных прокладок.

Вулканизация. Далее необходимо вулканизовать заготовку, чтобы получить готовое изделие, пригодное к эксплуатации. Вулканизация проводится несколькими способами. Многим изделиям придается окончательная форма только на стадии вулканизации, когда заключенная в пресс-форму резиновая смесь подвергается воздействию повышенной

температуры и высокого давления. Многие изделия вулканизуются нагревом в воздухе или углекислом газе, а также погружением в горячую воду под давлением [4, 5].

Снятие облоя, заусенцев. Этот этап является заключительным при производстве любого РИ. Если на вулканизированной резине есть заусенцы, то их удаляют, как правило, вручную. К готовой продукции предъявляются требования к: геометрии, цвету, качеству поверхностей (шероховатость, отсутствие механических повреждений, пузьрей или раковин). Основным методом выявления дефектов является визуальный осмотр

Целью моделирования процесса управления качеством резинотехнических изделий является создание инструмента прогнозирования вероятности возникновения брака в партии готовой продукции [6, 7].

При разработке модели приняты *ограничения и допущения*:

- качество РИ формируется, главным образом, на этапе их производства;
- этап производства включает в себя подготовку исходных материалов (сырья), производство полуфабриката (резиновая смесь), производство готовой продукции;
- вероятности выхода годной продукции и возникновения брака в партии изделий определяются по формуле полной вероятности (формула Байеса);
- вероятности элементарных операций, выполняемых над сырьем, полуфабрикатами и готовой продукцией, определяются по методу нечёткой логики с диапазоном значений от 0 до 1, оценка значений вероятностей происходит экспериментальным методом.

Процесс «Производство РИ» включает в себя этапы: подготовка исходных материалов (сырьё), производство полуфабриката (резиновая смесь), производство готовой продукции. Рассмотрим этапы подробнее, так как факторы, влияющие на качество готовой продукции на каждом из них, представляют особый интерес. Для наглядности представим этапы в виде диаграммы Исикавы с факторами, влияющими на качество готовой продукции (рисунок 3).

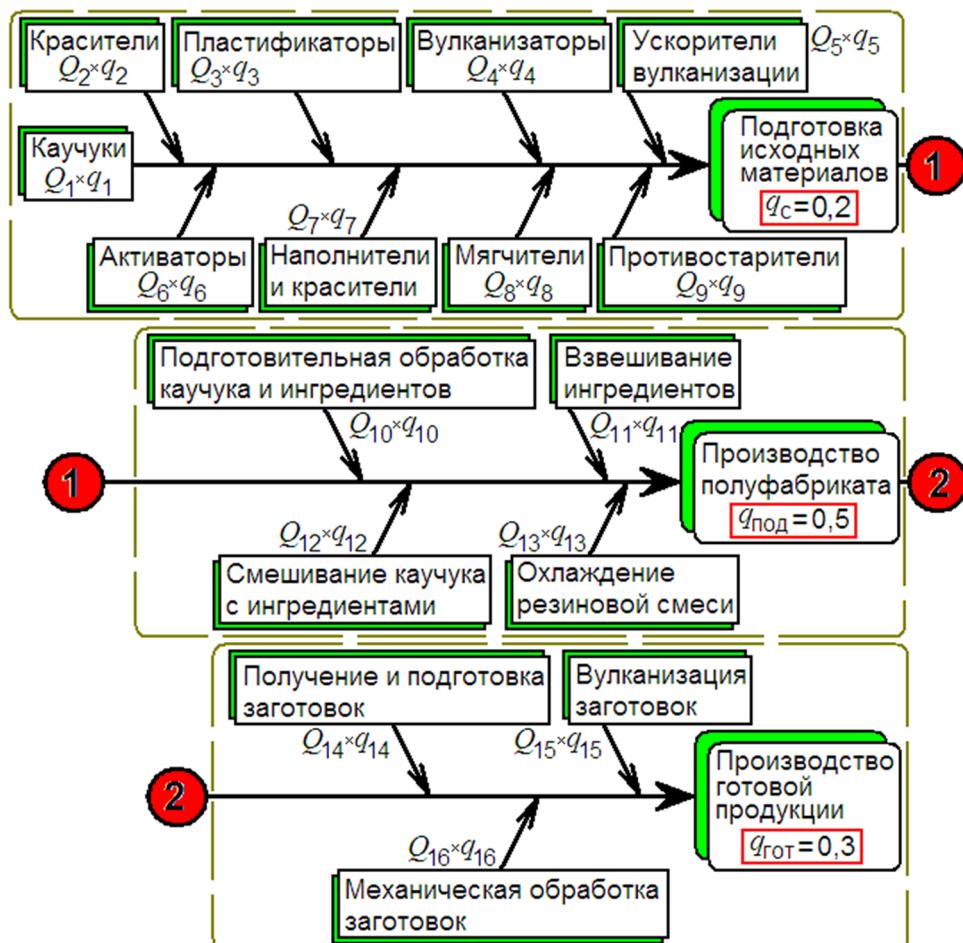


Рисунок 3 – Структурная модель процесса производства РИ

Важным аспектом является то, что полуфабрикат (резиновая смесь) партиями ежедневно отправляется с подготовительного цеха на дальнейшую переработку. Поэтому имеет смысл прогнозировать возникновение брака в партии [6, 7].

Для решения вопроса прогнозирования брака предлагается использовать методы теории вероятностей. Прогнозирование уровня брака можно достичнуть, применив формулу полной вероятности возникновения событий. Формула полной вероятности позволяет вычислить вероятность события через условные вероятности этого события в предположении неких гипотез, а также вероятностей этих гипотез [8].

Формула (1) – это формула полной вероятности возникновения событий, использованная для оценки вероятности возникновения брака при производстве РИ:

$$P = 1 - Q_{\text{общ}}; Q_{\text{общ}} = Q_1 \cdot q_1 + Q_2 \cdot q_2 + Q_3 \cdot q_3 + \dots Q_i \cdot q_i, \quad (1)$$

где P – вероятность появления бракованных резинотехнических изделий;

$Q_{\text{общ}}$ – вероятность производства изделий без брака;

Q_i – показатель i -го фактора производства, влияющего на качество продукции;

q_i – весовой коэффициент i -го фактора производства.

Показатель Q_i может принимать значения от 0 до 1, включая промежуточные значения, в зависимости от соответствия сырья или этапа производства нормативным требованиям (1 – полностью соответствует нормативным требованиям и 0 – полностью не соответствует).

Весовой коэффициент q_i назначается экспертным методом, в зависимости от степени влияния конкретного вида сырья или этапа производства на качество готовой продукции, причём сумма коэффициентов q_i на каждом этапе должна быть равна единице [9]:

$$\sum_{i=1}^n q_i = 1. \quad (2)$$

Для расчёта вероятности появления бракованной продукции требуется назначить весовые коэффициенты для факторов, влияющих на качество готовой продукции на каждом этапе процесса производства РИ так, чтобы их суммы соответствовали формуле (2). Назначенные значения весовых коэффициентов влияющих факторов представлены в таблице 1. Для получения значений весовых коэффициентов была собрана экспертная комиссия, включающая ответственных исполнителей работы на каждом этапе производства РИ: заведующий лаборатории входного контроля сырья; технолог цеха по производству «сырой резины» (полуфабриката); мастер участка вулканизации резины; начальник отдела технического контроля; начальник цеха производства готовой продукции (руководитель экспертной комиссии). Весомость влияющих факторов оценивалась в соответствии с методикой, изложенной в работе [9], методом ранжирования: экспертам было предоставлено по 10 образцов каждого материала, полуфабриката и готового изделия. По десятибалльной системе эксперты оценили значимость каждого показателя и выполнили нормирование весовых коэффициентов таким образом, чтобы по каждому этапу их сумма была равна единице. Степень согласованности мнений экспертов определена путём расчёта коэффициента конкордации [9], значение которого составило $W = 0,78$, что позволило признать мнения экспертов согласованным.

Экспертным методом для этапов «Подготовка исходных материалов», «Производство полуфабрикатов», «Производство готовой продукции» назначены весовые коэффициенты 0,2; 0,5; 0,3 соответственно (рисунок 3).

Таким образом, математической моделью процесса управления качеством резинотехнических изделий может служить система уравнений для расчёта вероятности появления годной продукции и вероятности появления бракованной продукции (формула 3):

$$\begin{cases} P = 1 - Q_{\text{общ}}; \\ Q_{\text{общ}} = q_c \cdot \sum_{i=1}^9 Q_i \cdot q_i + q_{\text{пол}} \cdot \sum_{i=10}^{13} Q_i \cdot q_i + q_{\text{гот}} \cdot \sum_{i=14}^{16} Q_i \cdot q_i, \end{cases} \quad (3)$$

где P – вероятность появления бракованных изделий;

$Q_{\text{общ}}$ – вероятность производства изделий без брака;
 q_c – весовой коэффициент подэтапа «Сырье»;
 $q_{\text{пол}}$ – весовой коэффициент подэтапа «Производство полуфабриката»;
 $q_{\text{гот}}$ – весовой коэффициент подэтапа «Производство готового изделия»;
 Q_i – показатель i -го фактора производства, влияющего на качество продукции;
 q_i – весовой коэффициент i -го фактора производства, влияющего на качество продукции.

Таблица 1 – Весовые коэффициенты значимости операций процесса производства РИ.

Показатель Q_i	Описание	Весовой коэффициент q_i	Значение
Этап «Подготовка исходных материалов»			
Q_1	Показатель соответствия качества каучуков (основной материал РИ) нормативным требованиям	q_1	0,3
Q_2	Показатель соответствия качества красителей нормативным требованиям	q_2	0,05
Q_3	Показатель соответствия качества пластификаторов резиновой смеси (полуфабриката) нормативным требованиям	q_3	0,05
Q_4	Показатель соответствия качества вулканизирующих веществ нормативным требованиям	q_4	0,1
Q_5	Показатель соответствия качества ускорителей процесса вулканизации РИ нормативным требованиям	q_5	0,1
Q_6	Показатель соответствия качества активаторов нормативным требованиям	q_6	0,05
Q_7	Показатель соответствия качества наполнителей резиновой смеси (полуфабриката) нормативным требованиям	q_7	0,25
Q_8	Показатель соответствия качества мягчителей нормативным требованиям	q_8	0,05
Q_9	Показатель соответствия качества противостарителей нормативным требованиям	q_9	0,05
$\Sigma c = 1$			
Этап «Производство полуфабриката»			
Q_{10}	Показатель подготовки каучука и ингредиентов (наполнителей, противостарителей, красителей, активаторов)	q_{10}	0,2
Q_{11}	Показатель точности взвешивания ингредиентов (выдерживания рецептуры резиновой смеси)	q_{11}	0,3
Q_{12}	Показатель, учитывающий смешение каучука с ингредиентами, (выдерживания технологических режимов изготовления резиновой смеси)	q_{12}	0,4
Q_{13}	Показатель, учитывающий режим охлаждения полуфабриката (резиновой смеси)	q_{13}	0,1
$\Sigma \text{пол} = 1$			
Этап «Производство готовой продукции»			
Q_{14}	Показатель, учитывающий точность получения заготовок	q_{14}	0,23
Q_{15}	Показатель, учитывающий вулканизацию заготовок (выдерживания режима вулканизации)	q_{15}	0,67
Q_{16}	Показатель, учитывающий механическую обработку вулканизированных изделий	q_{16}	0,1
$\Sigma \text{гот} = 1$			

Предложенная математическая модель процесса управления качеством резинотехнических изделий позволяет оценить вероятность возникновения брака и выхода годной продукции с учётом уровня качества выполнения всех технологических операций на этапе производства. Последовательный учёт элементарных вероятностей возникновения брака позволяет определить момент технологического процесса, при котором вероятность брака такова, что браковка партии готовой продукции предполагается практически достоверным событием, и своевременно остановить ввод в производство несоответствующих полуфабрикатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дик, Дж.С. Технология резины: рецептуростроение и испытания / Дж.С. Дик. – Пер. с англ. С.В. Котовой, В.А. Глаголева, Л.Р. Люсовой; Под ред. В.А. Шершнева. – М.: НОТ, 2010. – 620 с.
2. Рынок резиновых смесей в России. Комплексное исследование рынка [Электронный ресурс] // Федеральная служба государственной статистики Российской Федерации, TEBIZ GROUP. – Режим доступа: <http://tebiz.ru/mi/marketrubbercompound.php>. – 23 мая 2014 г.
3. ОАО «Объединение «Альфапластик» [Электронный ресурс] // Официальный сайт. – Режим доступа: <http://www.alphaplastic.ru>.
4. Захаренко, Н.В. Способы оценки свойств резиновых смесей / Н.В. Захаренко [и др.]. – М.: ЦНИИТЭ–нефтехим, 1988. – 52 с.
5. Шеин В.С. Основные процессы резинового производства. Учебное пособие / В.С. Шеин, Ю.Ф. Шутилин, А.П. Гриб. – Л.: «Химия», 1988 – 160 с.
6. Марков, В.В. Проблема оценки эффективности процессов жизненного цикла продукции в системе менеджмента качества / В.В. Марков, А.Н. Отрубянников, К.В. Подмастерьев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2013. – № 2(298). – С. 144–150.
7. Отрубянников, А.Н. Математическое моделирование процесса управления качеством резинотехнических изделий / А.Н. Отрубянников, К.В. Подмастерьев, В.В. Марков // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2014. – № 2/3. – С. 89–95.
8. Гмурман, В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: Учебное пособие для вузов. Изд. 7-е, стер. / В.Е. Гмурман. – М.: Высшая школа, 1999. – 479 с.
9. Шишкун, И.Ф. Квалиметрия и управление качеством: Учебник для вузов / И.Ф. Шишкун, В.М. Станякин. – М.: Изд–во ВЗПИ, 1992. – 256 с.

Подмастерьев Константин Валентинович
ФГБОУ ВПО «Госуниверситет–УНПК», г. Орёл
Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Приборостроение, метрология и сертификация», директор учебно–научно–исследовательского института информационных технологий
Тел. (4862)41–98–21;
E-mail: pms35@ostu.ru

Марков Владимир Владимирович
ФГБОУ ВПО «Госуниверситет–УНПК», г. Орёл
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Приборостроение, метрология и сертификация»
Тел. (4862)41–98–76;
E-mail: pms35vm@yandex.ru

Отрубянников Александр Николаевич
ФГБОУ ВПО «Госуниверситет–УНПК», г. Орёл
Аспирант кафедры «Приборостроение, метрология и сертификация»
Тел. (4862)41–98–76;
E-mail: pms35vm@yandex.ru

K.V. PODMASTERYEV, A.N. OTRUBYANNIKOV, V.V. MARKOV

QUALITY MANAGEMENT THE RUBBER-TECHNICAL ARTICLES ON THE BASE OF SYSTEM COMPLEX APPRECIATION THE TECHNICAL LEVEL OF PRODUCTION

In article is offer an approach with increase of effectively a system quality management of rubber-technical articles of medicine fixing. Is put together a description of conditions and

perspective development Russian market the rubber-technical articles of medicine fixing. The problems of ensuring a quality of rubber-technical articles of medicine fixing are considering. The stages of life-cycles the rubber-technical articles, the list of normative documents, which are established of demands with every of stages, are presented. A system of complex appraisal a technical level of manufacture, which is found on the probability model of processes quality management the rubber-technical articles, is offered.

Keywords: quality; medicine articles; rubber-technical articles; ensuring a quality; system of quality management; problem of quality.

BIBLIOGRAPHY

1. Dik, Dzh.S. Tekhnologiya reziny: retsepturostroyeniye i ispytaniya / Dzh.S. Dik. – Per. s angl. S.V. Kotovoy, V.A. Glagoleva, L.R. Lyusovoy; Pod red. V.A. Shershneva. – M.: NOT, 2010. – 620 s.
2. Rynok rezinovykh smesey v Rossii. Kompleksnoye issledovaniye rynka [Elektronnyy resurs] // Federalnaya sluzhba gosudarstvennoy statistiki Rossiyskoy Federatsii, TEBIZ GROUP. – Rezhim dostupa: <http://tebiz.ru/mi/marketrubbercompound.php>. – 23 maya 2014 g.
3. OAO «Obyedineniye «Alfaplastik» [Elektronnyy resurs] // Ofitsialnyy sayt. – Rezhim dostupa: <http://www.alphaplastic.ru>.
4. Zakharenko, N.V. Sposoby otsenki svoystv rezinovykh smesey / N.V. Zakharenko [i dr.]. – M.: TSNIITE-neftekhim, 1988. – 52 s.
5. Shein V.S. Osnovnyye protsessy rezinovogo proizvodstva. Uchebnoye posobiye / V.S. Shein, YU.F. Shutilin, A.P. Grib. – L.: «Khimiya», 1988 – 160 s.
6. Markov, V.V. Problema otsenki effektivnosti protsessov zhiznennogo tsikla produktsii v sisteme menedzhmenta kachestva / V.V. Markov, A.N. Otrubyannikov, K.V. Podmasteriyev // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2013. – № 2(298). – S. 144–150.
7. Otrubyannikov, A.N. Matematicheskoye modelirovaniye protsessa upravleniya kachestvom rezinotekhnicheskikh izdeliy / A.N. Otrubyannikov, K.V. Podmasteriyev, V.V. Markov // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2014. – № 2/3. – S. 89–95.
8. Gmurman, V.Ye. Teoriya veroyatnostey i matematicheskaya statistika: Uchebnoye posobiye dlya vuzov. Izd. 7-ye, ster. / V.Ye. Gmurman. – M.: Vysshaya shkola, 1999. – 479 s.
9. Shishkin, I.F. Kvalimetryya i upravleniye kachestvom: Uchebnik dlya vuzov / I.F. Shishkin, V.M. Stanyakin. – M.: Izd-vo VZPI, 1992. – 256 s.

Podmasteriyev Konstantin Valentinovich

VPO «State University–UNPK» Orel

Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department «Testing, metrology and certification», director of teaching and research institute information technology

Tel. (4862) 41–98–21;

E-mail: pms35@ostu.ru

Otrubyannikov Aleksandr Nikolayevich

VPO «State University–UNPK» Orel

Graduate student of department «Testing, Metrology and Certification»

Tel. (4862) 41–98–76;

E-mail: pms35vm@yandex.ru

Markov Vladimir Vladimirovich

VPO «State University–UNPK» Orel

Ph.D., associate professor of «Instrument making, metrology and certification»

Tel. (4862) 41–98–76;

E-mail: pms35vm@yandex.ru

УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ АНАЛИЗА КОНТРАКТА НА СОЗДАНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

В статье рассматривается задача повышения результативности процесса анализа контракта на предприятиях подъемно-транспортного машиностроения в соответствии с принципами процессного подхода на основе совершенствования взаимодействия маркетинговой, финансово-экономической и конструкторско-технологической служб предприятия.

Ключевые слова: *пожелания заказчика, анализ контракта, процессный подход, структурно-функциональное моделирование, структурирование функций качества.*

Современные предприятия подъемно-транспортного машиностроения, объем выпуска продукции которых в 2009 г. составил 40,1 млрд. руб., работают в условиях позаказного производства, где базой для планирования производства становится заказ. Характерной особенностью позаказного производства является постоянное уменьшение времени, отпускаемого на принятие различных организационно-технических решений, в том числе и на оценку целесообразности принятия к производству того или иного заказа на создание грузоподъемных машин. В этих условиях одной из основных задач предприятия является эффективная организация процесса управления заказами, включающего ряд подпроцессов, направленных на выполнение процедур по приему, подготовке, передаче, обработке, мониторингу заказа. Время на выполнение данных процедур составляет 50 – 70 % общего цикла выполнения заказа. Поэтому для повышения качества обслуживания заказчиков необходимо сокращать время реализации данных составляющих цикла за счет более эффективного управления.

Одним из важнейших подпроцессов процесса управления заказами является процесс анализа контракта, в ходе которого определяются ресурсы, необходимые для изготовления качественной продукции в соответствии с требованиями заказчика, принимается решение о приеме заказа к исполнению или об отказе от него и производится оформление контракта на поставку продукции. Процесс анализа контракта включает работы по выявлению требований заказчика к продукции, соотнесению этих требований с техническими характеристиками грузоподъемных машин, оценке технической и экономической трудности смещения технических характеристик базовых конструкций грузоподъемных машин в желаемых заказчиком направлениях, определению ориентировочной цены контракта и выработке рекомендаций по принятию или отклонению заказа. Анализ контракта осуществляется на стадии получения и проработки заявки на контракт или проекта контракта; в процессе выполнения оформленного контракта; по результатам выполнения контракта – как предоставление статистических сводных данных для формирования маркетинговой информации, а также при поступлении рекламаций (претензий) на продукцию.

Анализ контракта на предприятиях подъемно-транспортного машиностроения проводится совместно с его маркетинговой, финансово-экономической и конструкторско-технологической службами. Маркетинговая служба после укрупненного рассмотрения заказа заказчика передает техническое задание в конструкторско-технологическую службу, где решаются вопросы о возможности производства необходимого заказа, сроках и себестоимости его изготовления. На основе заключения маркетинговой и конструкторско-технологической служб финансово-экономическая служба предприятия формирует окончательную цену продукции [1]. При этом маркетинговые службы в борьбе за заказ не всегда могут достоверно оценить возможность изготовления заказа и, поспешно принимая его, не оценив возможности и ресурсы предприятия, часто создают проблемы не только для себя, конструкторско-технологической службы, но и для предприятия в целом. Поэтому для оценки возможности изготовления заказа маркетинговая служба предприятия должна тесно

сотрудничать с конструкторско–технологической и финансово–экономической службами, которые должны быстро проанализировать возможность выполнения контракта и сформировать его цену.

На многих предприятиях подъемно–транспортного машиностроения процесс анализа контракта не автоматизирован, а ручная обработка выполняемых при этом процедур не исключает ошибок и увеличивает общее время цикла выполнения заказа. Ошибки в оценке необходимости приемки заказа неизбежно приводят к экономическим потерям. В случае принятия к исполнению заказа, не обеспеченного необходимыми ресурсами, предприятие терпит убытки из–за повышения себестоимости продукции, неритмичной работы его подразделений, возможных штрафных санкций со стороны заказчика за неудовлетворительное качество продукции и нарушения сроков ее поставок. В случае необоснованного отклонения заказа предприятие несет соответствующие убытки из–за потери клиента. Таким образом, целью проведения анализа контракта являются согласование возможностей предприятия с требованиями заказчика и определение взаимовыгодных условий выполнения договора.

Многофункциональность процесса анализа контракта обуславливает необходимость реализации мероприятий по повышению его эффективности на основе применения достижений современного менеджмента, в том числе менеджмента качества, предполагающего широкое использование принципов процессного подхода и стандартизацию соответствующих видов деятельности [2, 3]. Поэтому актуальной является задача повышения результативности процесса анализа контракта на предприятиях подъемно–транспортного машиностроения в соответствии с принципами процессного подхода на основе совершенствования взаимодействия маркетинговой, финансово–экономической и конструкторско–технологической служб предприятия. Причем важная роль процесса анализа контракта в сети процессов предприятия, производящего грузоподъемные машины, позволяет отнести его к разряду критических.

В соответствии с концепцией процессного подхода выполнена идентификация важнейших характеристик процесса анализа контракта (таблица 1) [4].

Составлено иерархическое распределение управлеченческих задач в соответствующих службах предприятия и предложена интерпретация рекомендуемого стандартами ГОСТ Р ИСО серии 9000 цикла Деминга–Шухарта PDCA (Plan–Do–Check–Act) [5], включающего в себя функции планирования, выполнения, контроля их выполнения и регулирования для случая управления данным процессом:

– при **«планировании»** процесса анализа контракта разрабатывается график работы для реализации основных целей процесса, устанавливаются обоснованные задания, необходимые для их выполнения;

– на этапе **«выполнение»** на основе анализа требуемых для выполнения заказа различных видов ресурсов и имеющихся соответствующих ресурсов на предприятии определяются основные параметры контракта на создание грузоподъемной машины, упорядочивается деятельность подразделений и должностных лиц;

– этап **«контроль»** выполнения процесса согласно требованиям ГОСТ ISO 9000:2011 предусматривает постоянный мониторинг хода выполнения контракта с учетом возможных изменений и дополнений заказчика к контракту и сложившейся на предприятии производственной ситуации;

– на этапе **«регулирование»** процесса анализа контракта проводится анализ выполненных и отклоненных контрактов и разрабатываются основные направления дальнейшего совершенствования данного процесса.

Для повышения качества управления процессом анализа контракта выполнено его структурно–функциональное моделирование в производственных условиях ООО «Узловский машиностроительный завод» [4]. Фрагмент разработанной структурно–функциональной модели процесса анализа контракта представлен на рисунке 1. В качестве лингвистического обеспечения при моделировании был использован пакет Международных стандартов моделирования IDEF.

Таблица 1 – Характеристики процесса анализа контракта.

Полное наименование процесса	Анализ контракта
Определение процесса	Своевременный анализ поступающих контрактов на создание грузоподъемных машин, определение возможностей предприятия по выполнению заказов
Цель процесса	Согласование возможностей предприятия с требованиями заказчика, определение взаимовыгодных и оптимальных условий выполнения контракта
Владелец процесса	Коммерческий директор
Руководитель процесса	Главный маркетолог
Нормативы процесса	Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» (утв. приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 12 ноября 2013 г. № 533), Строительные нормы и правила, Технические условия, Стандарты организации, Государственные стандарты ЕСКД, Рабочая документация
Входы процесса	– Письмо заказчика; – Лист проработки
Выходы процесса	– Контракт; – Сводная аналитическая записка
Ресурсы	– Персонал маркетинговой, конструкторско-технологической и финансово-экономической служб; – Инфраструктура (оборудование, здания и производственные помещения, транспорт, связь и т.д.); – Материальные и временные ресурсы; – Программное обеспечение, задействованное при выполнении процесса
Поставщик и потребитель процесса	Маркетинговая служба, производственные подразделения
Измеряемые параметры процесса	1 Время рассмотрения заявки на контракт. 2 Время анализа контракта при его проработке и заключении. 3 Время анализа контракта в процессе его выполнения
Показатели результативности и эффективности процесса	1 Процент заключенных контрактов 2 Размер ущерба, причиненного предприятию из-за ошибочно заключенных контрактов 3 Размер ущерба, причиненного предприятию из-за неоправданно отклоненных и расторгнутых контрактов

Проведенный структурно-функциональный анализ позволил выявить этапы процесса, на которых происходит взаимодействие маркетинговой, конструкторско-технологической и финансово-экономической служб предприятия при идентификации требований заказчика, определении требуемых видов и объемов ресурсов и цены контракта. Причем механизм повышения эффективности данного взаимодействия предложено реализовывать на основе методов структурирования функций качества и функции потерь Тагути. В результате

представленных мероприятий предприятие получит механизм для сопоставления требований заказчика с имеющейся ресурсной и конструкторской базой.

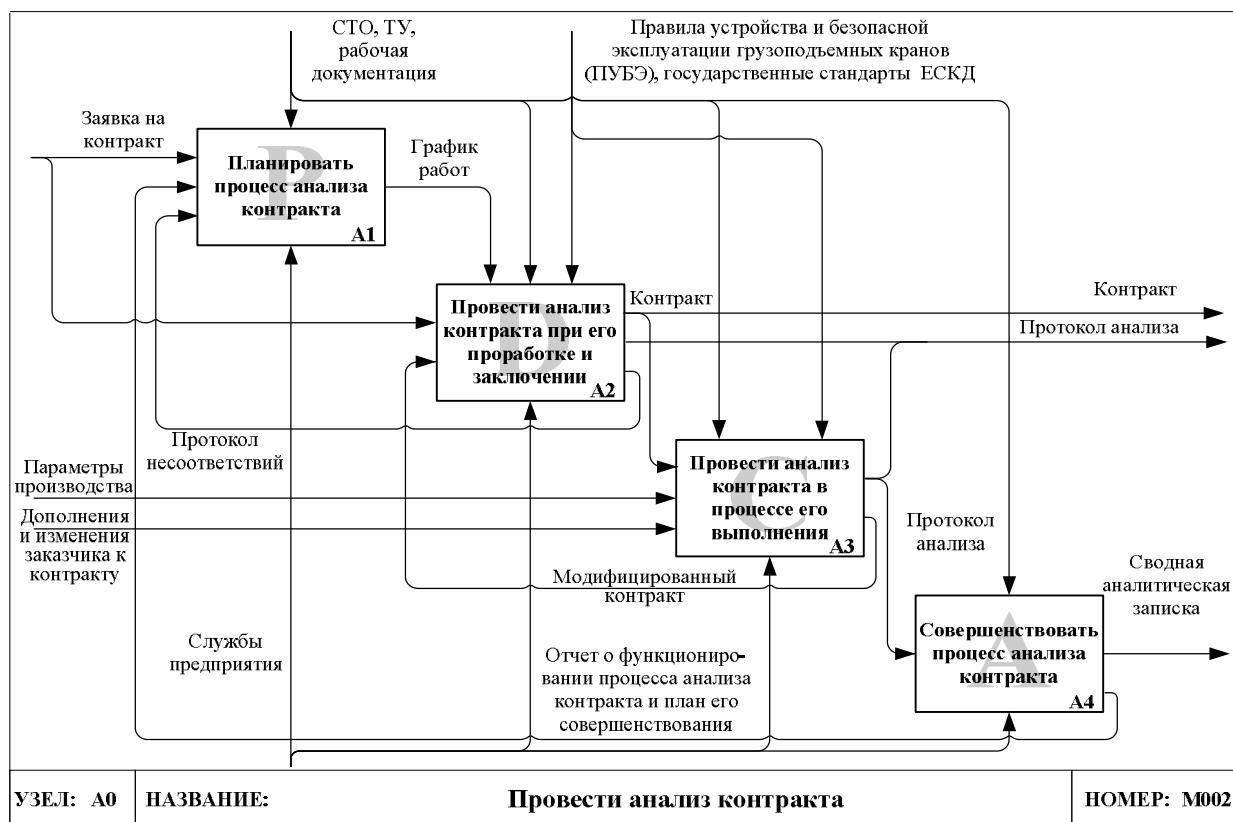


Рисунок 1 – Структурно-функциональная модель процесса анализа контракта

Для повышения эффективности взаимодействия маркетинговых и конструкторских служб предприятия подъемно–транспортного машиностроения при анализе контракта на создание грузоподъемных машин использован метод структурирования функций качества, позволяющий согласовать возможности предприятия с требованиями заказчика и определить взаимовыгодные условия выполнения контракта [6]. В результате его применения разработан так называемый «домик качества», включающий требования заказчиков к грузоподъемной машине и степени их важности, технические характеристики грузоподъемной машины, взаимосвязи требований заказчика и технических характеристик грузоподъемной машины, взаимосвязи между ее техническими характеристиками, профилями продукции предприятия и его основных конкурентов, технические трудности изменения технических характеристик базовой конструкции грузоподъемной машины в направлении учета требований заказчика, и, наконец, задание на проектирование, учитывающее результаты сравнения значений технических характеристик и пожеланий заказчика [7].

Метод структурирования функций качества предполагает изучение мнения заказчиков относительно того, какими свойствами и характеристиками должна обладать грузоподъемная машина, определение основных технических характеристик грузоподъемной машины, реализующих требования заказчиков, и анализ качества грузоподъемных машин, производимых предприятием и его конкурентами [8]. Необходимую для этого информацию предложено получать путем проведения опросов заказчиков грузоподъемных машин и специалистов предприятия подъемно–транспортного машиностроения через Интернет в режиме on-line. Для этого с помощью бесплатного сервиса создания on-line анкетирования Survio (<http://www.survio.ru/>) разработаны соответствующие опросные листы и проведены опросы заказчиков и представителей соответствующих служб предприятия. Обработка собранных в результате опросов данных произведена методами квадиметрии (экспертным методом).

Пример заполненного «домика качества» при производстве мостовых кранов приведен на рисунке 2 [7].

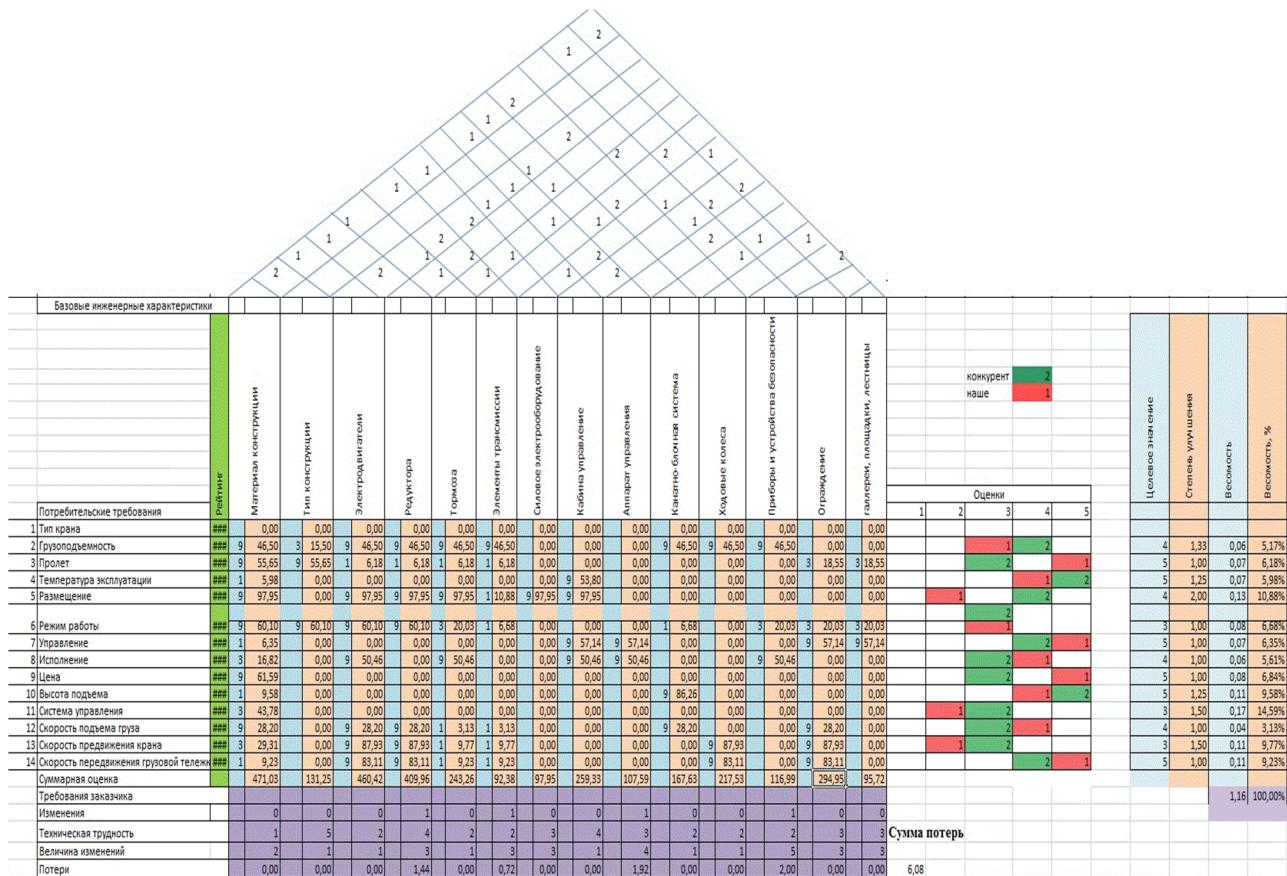


Рисунок 2 – «Домик качества»

Затраты на выполнение контракта на создание грузоподъемной машины определяются путем соотнесения требований заказчика с ее базовыми техническими характеристиками на основе расчета функции потерь Г. Тагути [9]:

$$L(y) = c(y - y_0)^2,$$

где $L(y)$ – потери в стоимостном выражении из-за отклонения значения технической характеристики грузоподъемной машины от значения этой характеристики базовой грузоподъемной машины;

γ – значение технической характеристики по требованию заказчика;

v_0 – значение технической характеристики базовой грузоподъемной машины;

c – коэффициент, характеризующий денежный эквивалент, который можно определить, если знать затраты на потери S при максимально возможном отклонении значения технической характеристики грузоподъемной машины по требованию заказчика от базовой характеристики $\Delta = \gamma_{\max} \pm \gamma_0$.

В этом случае $L(y) = S = c(y - y_0)^2 = c\Delta^2$. Тогда $c = S/\Delta^2$.

Расчет функции потерь качества при анализе контракта на создание грузоподъемных машин предлагается производить следующим образом. Так как вся деятельность предприятия направлена на возможно более полное удовлетворение требований заказчика, то производитель либо полностью реализует его требования, либо предлагает улучшение, некоторых технических характеристик грузоподъемных машин. Следовательно, можно принять, что заказчик в случае изготовления грузоподъемной машины в строгом соответствии с конструкторской документацией, не несет к цене и нормируемым эксплуатационным затратам на приобретаемую грузоподъемную машину никаких дополнительных потерь. Поэтому мы будем рассматривать только потери производителя, для которого необходимо как можно более быстро оценить выгодность контракта при различных требованиях заказчика.

Любые разбросы технических характеристик грузоподъемной машины относительно значений технических характеристик базовой конструкции приводят к тем или иным потерям производителя. Эти потери могут изменяться от простых неудобств до финансового ущерба.

Потери производителя могут быть обусловлены тем, что требуемое заказчиком значение i -й технической характеристики y_i отличается от базового значения y_{0i} , как бы мало не было это отклонение. Функция потерь $L(y_i)$ достигает своего минимума при $y_i = y_{0i}$.

Величину коэффициента c определим из следующих соображений. На значения всех технических характеристик грузоподъемной машины в «домике качества» назначается соответствующий предел изменения Δ_i , который предлагается оценивать в баллах от 0 до N (0 – изменения не требуются, N – очень большие и сложные изменения). В работе принято $N=5$. Любое отклонение от базовых технических характеристик приводит к дополнительным затратам S . Тогда:

$$c = \frac{S}{\Delta^2} = \frac{S}{5^2} = \frac{1}{25}S.$$

Окончательно выражение функции потерь для каждой i -й технической характеристики с учетом сравнения базового значения и пожеланий заказчика запишем в виде:

$$L(y_i) = \frac{1}{25}S(y_i - y_{0i})^2,$$

Общие потери, учитывающие отклонения всех технических характеристик от характеристик базовой конструкции грузоподъемной машины, представляют собой сумму произведений потерь от изменения каждой технической характеристики на технические трудности T_i таких изменений:

$$L(y) = \sum_{i=1}^n T_i \cdot L(y_i) = \frac{S}{25} \sum_{i=1}^n T_i (y_i - y_{0i})^2,$$

где n – число технических характеристик грузоподъемной машины в «домике качества».

Технические трудности изменения технических характеристик базовой конструкции грузоподъемной машины в направлении учета требований заказчиков оцениваются экспертным методом и заносятся в нижнюю часть «домика качества». При этом техническая трудность T_i смещения i -й технической характеристики в нужную сторону оценивается в баллах и может изменяться в пределах от 0 до 5.

Экономическая оценка единицы трудности смещения технических характеристик в нужную сторону определяется или экспертным методом, или устанавливается финансово-экономической службой предприятия. Экономическую оценку единицы трудности можно определить сравнением себестоимости изготовления двух грузоподъемных машин, конструкции которых отличаются по некоторым показателям.

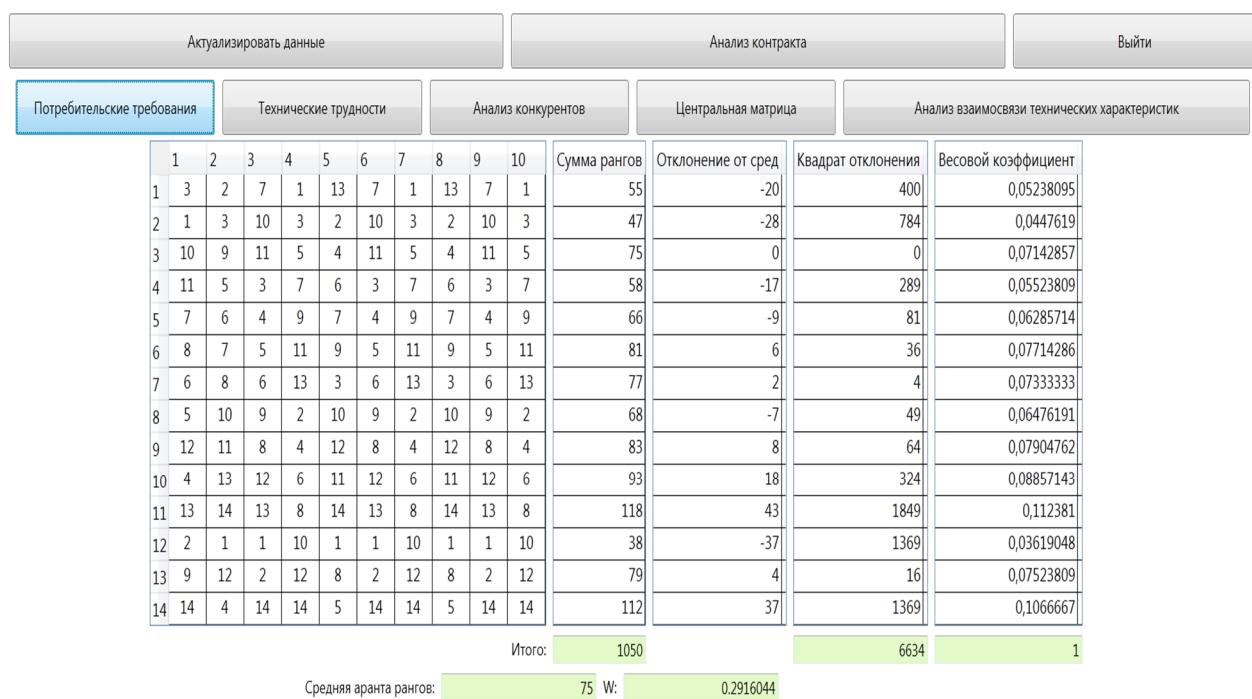
Определяемые потери лежат в интервале $L_{\min} \leq L \leq L_{\max}$. Потери производителя являются минимальными в случае, когда заказчик приобретает грузоподъемную машину базовой конструкции, а максимальными – в случае изменения всех характеристик с техническими трудностями смещения технических характеристик в нужные стороны, оцениваемые в 5 баллов. Экспертами устанавливаются пределы L_1 и L_2 потерь производителя, используемые при выработке рекомендаций по принятию или отклонению заказа. Если потери находятся в интервале $L_{\min} \leq L \leq L_1$, то заказ принимается, если в интервале $L_1 < L < L_2$, то возможно принятие заказа при проведении консультаций маркетинговой службы с финансово-экономической и конструкторско-технологической службами, а также совместных переговоров с заказчиками. Если же потери находятся в интервале $L_2 \leq L \leq L_{\max}$, то рекомендуется отказ от заказа или в исключительных случаях принятие заказа по значительно увеличенной цене.

Таким образом, маркетинговая служба предприятия, получая заявку на контракт,

может быстро оценить целесообразность принятия заказа, сравнивая технические характеристики грузоподъемной машины, требуемой заказчику, с техническими характеристиками базовой конструкции, производимой на предприятии.

Разработана система информационной поддержки управления процессом анализа контракта предприятия подъемно-транспортного машиностроения и формирования решения принятия заказа на создание грузоподъемных машин и методика подготовки стандарта организации «Процесс анализа контракта». Разработанная система информационной поддержки проведения и обработки результатов опросов основана на базе данных опрашиваемых предприятий и их ответов, включающей следующие таблицы: «Вопросы», «Предприятия», «Отчеты». Для заполнения таблиц данными и получения из базы данных необходимой информации разработаны соответствующие формы. При этом формирование отчета об ответах заказчиков осуществляется на основе таблицы «Предприятие».

Все актуализированные данные заносятся в подсистему «Анализ контрактов», где вводятся значения требований заказчиков, экспертные данные значимости (рисунок 3) и проводится расчет потерь функций качества (рисунок 4).



Полученное значение функции потерь качества в зависимости от требований заказчика является основанием для принятия решения отделом маркетинга выгодности контракта и целесообразности дальнейшей работы.

На основе проведенных работ предложена методика подготовки стандарта организации «Процесс анализа контракта», включающая описание необходимых разделов стандарта, а также примерное содержание каждого раздела. Данная методика представляет собой формализованную совокупность правил, регламентирующих процесс анализа контракта и управление им в рамках сети процессов предприятия подъемно-транспортного машиностроения.

В результате практического использования представленной системы информационной поддержки управления процессом анализа контракта предприятия подъемно-транспортного машиностроения и формирования решения принятия заказа на создание грузоподъемных машин в ООО «Узловский машиностроительный завод» достигнуто снижение на 23 % времени, затрачиваемого на анализ контракта, и повышен на 17 % процент заключенных выгодных контрактов. Порядок процесса анализа контракта машиностроительного предприятия стандартизован в стандарте организации «Процесс анализа контракта», входящем в состав документации, действующей на предприятии системы менеджмента

качества, соответствующей требованиям стандартов ГОСТ Р ИСО серии 9000.

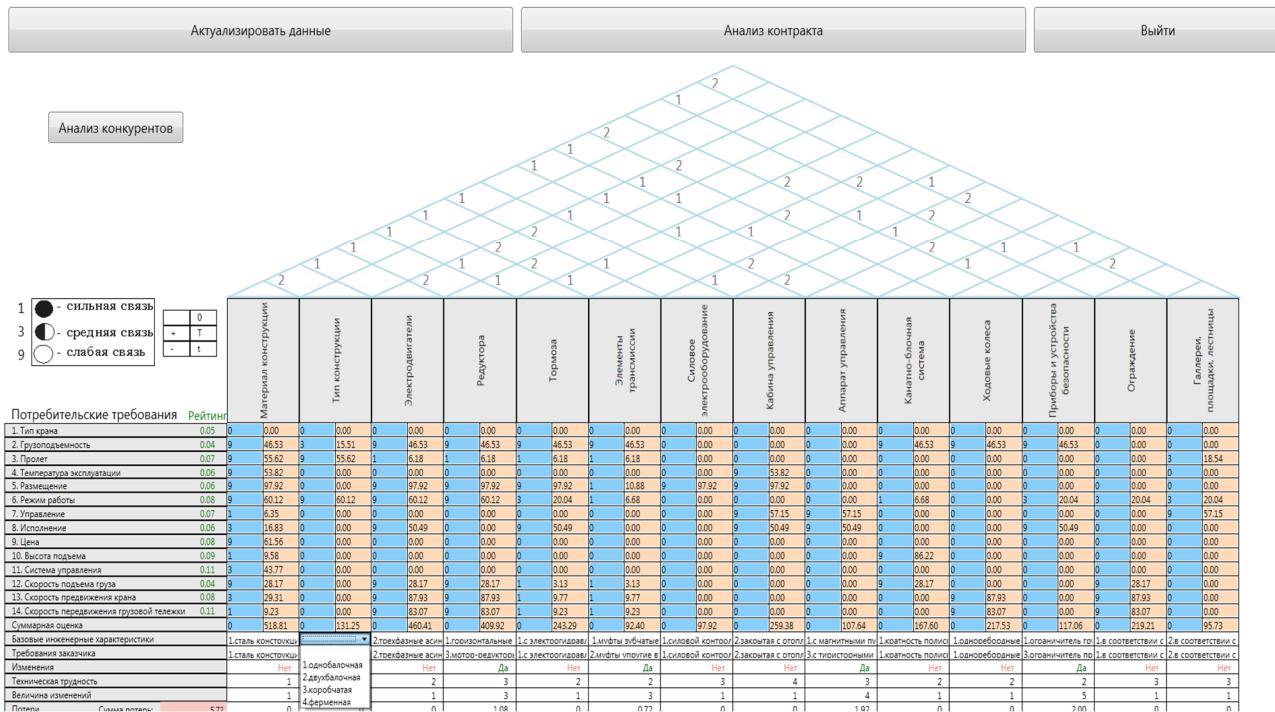


Рисунок 4 – «Домик качества» системы «Анализ контрактов»

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Баstryкин, Д.В. Управление качеством на промышленном предприятии / Д.В. Баstryкин [и др.] /Под науч. ред. д-ра экон. наук, проф. Б.И. Герасимова. М.: Издательство Машиностроение–1, 2006. – 204 с.
- Анцев, В.Ю. Рекламационная деятельность предприятий аэрокосмической отрасли / В.Ю. Анцев, Е.Ю. Савина // Стандарты и качество. –2014. – № 2. – С. 58–61.
- Ивахненко, А.Г. Применение информационных методов в управлении процессами системы менеджмента качества / А.Г. Ивахненко, М.Л. Сторублев // Информатика и системы управления. – 2009. – № 2. – С. 86–92.
- Анцев, В.Ю. Структурно-функциональная модель процесса анализа контракта на машиностроительном предприятии / В.Ю. Анцев, Е.А. Чернецова // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 3. Тула: Изд–во ТулГУ. – 2014. – С. 17–26.
- Иванов, Д.Ю. Преобразование процессов: использование методологии IDEF для реинжиниринга системы менеджмента./ Д.Ю. Иванов // Методы менеджмента качества. – 2008. – № 10. – С. 24–28.
- Хилл, Н. Измерение удовлетворенности потребителя по стандарту ИСО 9000:2000/Н. Хилл, Б. Сельф, Г. Роше. М.: Издательский дом «Технологии», 2004. – 192с.
- Анцев, В.Ю. Структурирование функций качества в процессе проектирования грузоподъемных машин / В.Ю. Анцев, Е.А. Чернецова // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 1. Тула: Изд–во ТулГУ. – 2014. – С. 217–226.
- Брагин, Ю.В. Путь QFD: проектирование и производство продукции исходя из ожиданий потребителей/ Ю.В. Брагин, В.Ф. Корольков. Ярославль: негосударственное некоммерческое образовательное учреждение «Центр качества», 2003. – 240 с.
- Анцев, В.Ю. Анализ контракта в производстве грузоподъемных машин на основе функции потерь Тагути / В.Ю. Анцев, Е.А. Чернецова, А.С. Толоконников // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 4. Тула: Изд–во ТулГУ. – 2014. – С. 73–82.

Чернецова Екатерина Александровна
ФГБОУ ВПО «Тульский государственный
университет»
г. Тула
Аспирант
Тел: (4872) 35–17–99
E-mail: ekaterina.chernecova@mail.ru

Анцев Виталий Юрьевич
ФГБОУ ВПО «Тульский государственный
университет»
г. Тула
Доктор технических наук, профессор, заведующий
кафедрой
Тел: (4872) 25–46–88
E-mail: anzev@tsu.tula.ru

Ye.A. CHERNETSOVA, V.Yu. ANTSEV

MANAGEMENT CONTRACT REVIEW PROCESS ON THE CREATION LIFTING MACHINES

The paper reviews the issue of how to increase the efficiency of contract analysis at lifting and transport machine-building plants in accordance with the principles of process approach and on the basis of better interaction of marketing, finance and accountancy, and research and development departments.

Keywords: clients requirements, contract analysis, process approach, structural and functional modeling, structuring of quality functions.

BIBLIOGRAPHY

1. Bastrykin, D.V. Upravleniye kachestvom na promyshlennom predpriyatiu / D.V. Bastrykin [i dr.] / Pod nauch. red. d-ra ekon. nauk, prof. B.I. Gerasimova. M.: «Izdatelstvo Mashinostroyeniye-1», 2006. – 204 s.
2. Antsev, V.YU. Reklamatsionnaya deyatelnost predpriyatiy aerokosmicheskoy otrashi / V.YU. Antsev, Ye.YU. Savina // Standarty i kachestvo. –2014. – № 2. – S. 58–61.
3. Ivakhnenko, A.G. Primeneniye informatsionnykh metodov v upravlenii protsessami sistemy menedzhmenta kachestva / A.G. Ivakhnenko, M.L. Storublev // Informatika i sistemy upravleniya. – 2009. – № 2. – S. 86–92.
4. Antsev, V.YU. Strukturno–funktionalnaya model protsessa analiza kontrakta na mashinostroitelnom predpriyatiu / V.YU. Antsev, Ye.A. Chernetsova // Izvestiya Tulskogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki. Vyp. 3. Tula: Izd–vo TulGU, 2014. – S. 17–26.
5. Ivanov, D.YU. Preobrazovaniye protsessov: ispolzovaniye metodologii IDEF dlya reizhiniringa sistemy menedzhmenta / D.YU. Ivanov // Metody menedzhmenta kachestva. – 2008. – № 10. – S. 24–28.
6. Khill, N. Izmereniye udovletvorennosti potrebitelya po standartu ISO 9000:2000/N. Khill, B. Self, G. Roshe. M.: Izdatelskiy dom «Tekhnologii», 2004. – 192 s.
7. Antsev, V.YU. Strukturirovaniye funktsiy kachestva v protsesse proyektirovaniya gruzopodyemnykh mashin / V.YU. Antsev, Ye.A. Chernetsova // Izvestiya Tulskogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki. Vyp. 1. Tula: Izd–vo TulGU. – 2014. – S. 217–226.
8. Bragin, YU.V. Put QFD: proyektirovaniye i proizvodstvo produktsii iskhodya iz ozhidaniy potrebitelyey / YU.V. Bragin, V.F. Korolkov. Yaroslavl: negosudarstvennoye nekommercheskoye obrazovatelnoye uchrezhdeniye «Tsentr kachestva», 2003. – 240s.
9. Antsev, V.YU. Analiz kontrakta v proizvodstve gruzopodyemnykh mashin na osnove funktsii poter Taguti / V.YU. Antsev, Ye.A. Chernetsova, A.S. Tolokonnikov // Izvestiya Tulskogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki. Vyp. 4. Tula: Izd–vo TulGU. – 2014. – S. 73–82.

Chernecova Ekaterina Aleksandrovna
Tula State University
Tula
postgraduate student
Ph.: (4872) 35–17–99
E-mail: ekaterina.chernecova@mail.ru

Antsev Vitaly Yuryevich
Tula State University
Tula
Doctor of Engineering, professor, head of department
Ph.: (4872)25–46–88
E-mail: anzev@tsu.tula.ru

Уважаемые авторы!
Просим Вас ознакомиться с основными требованиями
к оформлению научных статей

• Объем материала, предлагаемого к публикации, измеряется страницами текста на листах формата А4 и содержит от 4 до 10 страниц; все страницы рукописи должны иметь сплошную нумерацию.

• Статья предоставляется в 1 экземпляре на бумажном носителе и в электронном виде (по электронной почте или на любом электронном носителе).

• В одном сборнике может быть опубликована только **одна** статья **одного** автора, включая соавторство.

• Параметры набора. Поля: зеркальные, верхнее, левое, правое – 2 см, нижнее – 1,6 см, переплет – 0. Отступы до колонитулов: 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 дп. 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 www.gu-unpk.ru.

Плата за опубликование статей не взимается.

Право использования произведений предоставлено авторами на основании п. 2 ст. 1286 Четвертой части Гражданского Кодекса Российской Федерации.

Адрес учредителя:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс»
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел. (4862) 42–00–24
Факс (4862) 41–66–84
www.gu-unpk.ru
E-mail: unpk@ostu.ru

Адрес редакции:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс»
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
(4862) 54–15–19, 55–55–24, +7(906)6639898, 41–98–48, 41–98–03

www.gu-unpk.ru
E-mail: tiostu@mail.ru

Материалы статей печатаются в авторской редакции

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 26.09.2015 г.
Формат 60x88 1/8. Усл. печ. л. 9,38.
Тираж 600 экз.
Заказ №165/15П2

Отпечатано с готового оригинал–макета на полиграфической базе
ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК»
302030, г. Орел, ул. Московская, 65.