

Министерство образования и науки Российской Федерации



СИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Сибирский государственный
индустриальный университет



Научно-образовательный
центр «МашиноСтроение»

Новокузнецкий филиал-институт
Кемеровского государственного университета

Кыргызский государственный технический университет
им. И. Раззакова

Кузбасский научный центр Сибирского отделения
Международной Академии Наук Высшей школы

Институт промышленного проектирования угольных предприятий

ISSN 2307-342X

СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ТЕОРИИ МАШИН:

Материалы Третьей Международной
заочной научно-практической конференции

№3

Новокузнецк, 2015

УДК 621.01 : 531.8

ББК 34.41

C56

C56 **Современные проблемы теории машин:** Материалы III международной заочной научно-практической конференции / НОЦ «МС». – Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2015. – №3. – 302 с.

Представлены Материалы III международной заочной научно-практической конференции «Современные проблемы теории машин». Научно-практическая конференция посвящена обмену опытом и новыми научными достижениями в области исследования и проектирования машин и механизмов различного назначения. Направления работы конференции: 1) Фундаментальные исследования в области машиностроения; 2) Наука и образование в области машиностроения; 3) Теория механизмов и машин; 4) Современная методология проектирования машин и механизмов; 5) Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры; 6) Механика деформируемого твердого тела.

Материалы могут быть полезными для научных и инженерно-технических работников, докторантов, аспирантов и студентов машиностроительного профиля.

Редакционная коллегия:

Гл. редактор: *Жуков И.А.* – зам. зав. кафедрой теории и основ конструирования машин СибГИУ, директор НОЦ «МашиноСтроение», к.т.н., доцент.

Зам. гл. редактора: *Попугаев М.Г.* – доцент кафедры менеджмента качества, к.т.н.

Технический секретарь: *Андреева Я.А.*

Члены:

Дворников Л.Т. – зав. кафедрой теории и основ конструирования машин СибГИУ, д.т.н., профессор; *Степанов А.В.* – профессор кафедры систем автоматизации управления НФИ КемГУ, д.т.н., доцент; *Садиева А.Э.* – профессор кафедры механики КГТУ (Кыргызстан), д.т.н., доцент; *Гудимова Л.Н.* – доцент кафедры теории и основ конструирования машин СибГИУ, к.т.н., доцент; *Шапошников И.-И.Д.* – к.т.н. (Германия); *Губанов Е.В.* – к.т.н., гл. специалист технологического отдела Промуглепроект.

Полные тексты статей доступны на сайте <http://elibrary.ru>.

Журнал «Современные проблемы теории машин» включен в следующие базы данных цитирования: РИНЦ, Ulrich's International Periodicals Directory, Index Copernicus, General Impact Factor; Institute of Organized Research (I2OR).

ISSN 2307-342X

© Авторы, 2015

© НОЦ «МС», 2015

Ministry of education and science of Russian Federation



СИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Siberian state industrial
university

Scientific-educational center
"MachineStructure"



Novokuznetsk branch Institute of Kemerovo state university

Kyrgyz state technical university
name I. Razzakov

Kuzbass scientific center of the Siberian branch of the International
Academy of Sciences of Higher school

Institute of industrial design coal enterprises

ISSN 2307-342X

MODERN PROBLEMS OF THE THEORY OF MACHINES:

Sovremennyye problemy teorii mašin

Proceedings of the Third International
correspondence scientific-practical conference

№3

Novokuznetsk, 2015

UDC 621.01 : 531.8

Modern problems of theory of machines: Proceedings of the III International correspondence scientific-practical conference / SEC "MS". – Novokuznetsk: Publ. centre SibSIU, 2015. – №3. – 302 p.

Contains materials of the international correspondence scientifically-practical conference «Modern problems of the theory of machines». Scientifically-practical conference is devoted an exchange of experience and new scientific achievements in the field of research and designing of machines and mechanisms of different function. Directions of work of conference: 1) Basic researches in the field of mechanical engineering; 2) Science and education in the field of mechanical engineering; 3) Theory of mechanisms and machines; 4) Modern methodology of designing of machines and mechanisms; 5) Dynamics and strength of machines, devices and equipment; 6) Mechanics of deformable solid; 7) Innovative equipment and technologies in mechanical engineering. Materials can be useful for scientific and technical officers, post-graduate students and students machine-building a profile.

Editorial Board:

Zhukov I.A., Popugaev M.G., Dvornikov L.T., Andreeva Ya.A., Stepanov A.V., Sadieva A.E., Gudimova L.N., Shaposhnikov I.-I.D., Gubanov E.F.

Full text of articles available on the website:

http://elibrary.ru/title_about.asp?id=40371

Journal "Modern problems of theory of machines" included in the following databases citation:

Science Index: http://elibrary.ru/title_about.asp?id=40371

Ulrich's International Periodicals Directory:
<http://ulrichsweb.serialssolutions.com/>

Index Copernicus: <http://journals.indexcopernicus.com/+++p24781142,3.html>

General Impact Factor: <http://generalimpactfactor.com/jdetails.php?jname=Modern%20Problems%20of%20Theory%20of%20Machines>

Institute of Organized Research (I2OR): <http://www.i2or.com/indexed-journals.html>

ISSN 2307-342X

© Authors, 2015

© SEC «MS», 2015

СОДЕРЖАНИЕ

Фундаментальные исследования в области машиностроения

- Zhukov I.A.** Scientific researches of agency of geometry of the anvil-blocks on the form of impact pulse in percussion machines..... 11
- Богомолов В.Ю., Лазарев С.И., Вязовов С.А.** Исследование коэффициента распределения ультрафильтрационных мембран в среде подсырной сыворотки 16
- Sushko A.V., Lizunkov V.G.** Analysis of motor car industry in Russian Federation..... 18
- Переверзев П.П., Попова А.В.** Разработка методики оптимизации циклов внутришлифовальной обработки в многомерном пространстве 22
- Масягин В.Б., Мухолзоев А.В., Дощинский Д.В.** Методика расчета технологических размерных цепей с учетом компенсации погрешности закрепления 25
- Ивановская А.В., Богатырева Е.В.** Анализ факторов, влияющих на эффективность работы неводооборотного комплекса..... 33

Наука и образование в области машиностроения

- Серикова М.Г.** Анализ технологического процесса покраски корпуса БТР..... 40
- Почетуха В.В., Зорин М.Е.** Защитное устройство от воздействия высокой температуры грузового каната крюковой подвески ковочного крана 42
- Серикова М.Г., Терехов В.М.** Выбор принципиального варианта окраски корпуса бронетранспортера..... 45
- Почетуха В.В., Куприянов В.О.** Направляющее роликовое устройство для мостового крана №35 Q=15/3т 47
- Терехов В.М., Серикова М.Г., Селезнёв А.В.** Применение эпоксидных смол и полимеров при ремонте легковых автомобилей 51
- Почетуха В.В., Ткаченко С.А.** Устройство для охлаждения тормозных колодок колодочного тормоза механизма подъема мостового крана 15/3т..... 53
- Ортиков М.Н.** Проблемы и перспективы трёхмерного проектирования редукторов в учебном процессе 56
- Ортиков М.Н.** Расчёт на прочность цилиндрического зубчатого колеса численным методом..... 59
- Лизунков В.Г., Сушко А.В.** Подход CDIO в подготовке бакалавров машиностроения 62

Грядун И.М. Способы построения модели формализации оценки уровня знаний при подготовке кадров современной машиностроительной отрасли при обучении системам автоматизированного проектирования.....	67
Квасова Е.Н., Кондрашин А.Н., Фидаров В.Х. Выбор оптимального способа обработки наплавленных поверхностей пятников и подпятников опорных вагонных балок	70
Соловьёва Т.Ф., Зубова С.В. Методы интенсификации образовательного процесса	73
Кильмяшкин Е.А., Наумкин Н.И., Ломаткин А.Н., Зайцев В.А. Особенности формирования проектных компетенций у студентов технических вузов при обучении их цифровому производству	75
Алексеева Л.Б. Источники вибраций в металлорежущих станках и в электрических машинах	79

Теория механизмов и машин

Степанов А.В., Степанов И.Ю. О компьютерном воспроизведении сателлитных кривых планетарных зубчатых механизмов	83
Попугаев М.Г. К вопросу о структурном синтезе трехзвенных неассуровых механизмов нулевого семейства	87
Шевченко С.В., Кроль О.С. Синтез червячной передачи с беззазорным зацеплением.....	91
Еронько С.П., Ткачев М.Ю. Аналитическое исследование энергосиловых параметров манипулятора быстрой замены погружных стаканов слябовой МНЛК с использованием принципа Даламбера	98
Давыдов А.П., Стрыгин С.В., Ермошин Д.М., Агафонова А.В., Фроликова Е.А. Проходной кривошипно-ползунный механизм с регулируемыми шатунными упорами	103
Давыдов А.П., Стрыгин С.В., Аверин Н.В. Разработка трехъярусного подшипника	107
Гребенкин В.З., Золотарев Ю.В. К вопросу о структурном анализе волновых зубчатых передач в механизмах автоматизированных систем и оборудования микроэлектроники	110
Мацюк И.Н., Зима Н.В., Шляхов Э.М. Определение возможных перемещений точек и звеньев стержневого механизма с помощью комплексных чисел.....	114
Макаров Г.Н., Горленко О.А. Разработка прямозубой цилиндрической зубчатой передачи с адаптивными свойствами.....	118
Садыкова А.Я. Методика структурного синтеза планетарных коробок передач с одновенцовыми сателлитами	122

Надеждин И.В., Молчанов А.А. Динамический анализ зубчато-цевочных циклоидальных механизмов с рекуперацией энергии	127
Цхай Э.Б., Клопотов А.А. Определение предельной осевой нагрузки резьбового соединения	132

Современная методология проектирования машин и механизмов

Май В.Х., Щавелев Е.В., Сердюк А.И. Автоматизация расчета режимов резания по математическим моделям	136
Козелков О.А. Анализ и оценка функциональных параметров технологических процессов поточного машиностроительного производства.....	138
Карцов С.К., Поляков Ю.А. Проблемы выбора динамической модели подсистемы «человек – сиденье»	140
Астрелин М.Н., Рахматулин Р.Х., Чешко А.Д. Перспективные направления исследований характеристик упругих элементов опор роторов	144
Камбаров Д.К., Коннов И.В., Никитин А.Н. Перспективные направления исследований характеристик подшипников качения опор роторов турбомашин	147
Нейман Л.А. Моделирование переходных процессов в нелинейном электромагнитном преобразователе с потерями	149
Абоносимов О.А. Особенности расчета электробаромембранного аппарата рулонного типа.....	154
Кретицин А.В., Галдин Д.Н., Дарнева Я.В. Оптимизационные модули проектирования магистральных нефтяных насосов	157
Лексутов И.С., Лутошкина Т.А. Целеполагание при проектировании инновационного грузового вагона	160

Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры

Костюченко Т.Г., Битуева М.И. Оценка влияния статических перегрузок на конструкцию корпуса малого космического аппарата формата CubeSat	163
Ню В.В. К эффективности использования энергии удара при очистке пластин гидравлическими виброударными механизмами	168
Петров П.А. Решение задач прочности и износостойкости режущего инструмента дисковых пил в процессах разделения сортового металлопроката	174
Колесников Н.А. Колебания коромысловой ударной системы при упругой связи коромысла с ударной массой.....	176

Механика деформируемого твердого тела

Гараников В.В. Экспериментальное исследование упругопластических свойств на траекториях нагружения постоянной кривизны	182
Буравлев В.Ф., Буравлева Е.Г. Дискретно-континуальная модель пластины	185
Китаева Д.А., Коджаспиров Г.Е., Рудаев Я.И., Субботина Е.А. Решение задачи продольной прокатки алюминиевого листа в условиях сверхпластичности.....	191
Субботина Е.А. О моделировании процессов объемного формоизменения в режимах сверхпластичности.....	200
Зонов А.В., Кропачева А.С. Оптимизация алгоритма расчета кузова автотранспортного средства на примере ВАЗ 21703-21-045 LADA PRIORA.....	204
Белов Н.Н., Югов Н.Т., Копаница Д.Г., Копаница Г.Д., Югов А.А., Капарулин С.Л., Пляскин А.С., Каличкина А.С. Метод расчета несущей способности железобетонного каркаса на действие ударной или взрывной нагрузки на колонны.....	206
Копаница Д.Г., Устинов А.М., Потекаев А.И., Клопотов А.А. Эволюция структурных элементов деформации в приповерхностных слоях образцов из низколегированной стали.....	218
Дроботов Ю.Е., Журавлев Г.А. Перемещения в консольной пластине бесконечной длины.....	224
Журавлев Г.А. О несоответствиях классических решений контактных задач Герца контакту реальных тел.....	232

Инновационные техника и технологии в машиностроении

Люленков В.И., Махринская К.О., Гудимова Л.Н. Щековая дробилка с гидроприводом и защитой от повреждений.....	240
Водин Д.В. Плазменно-импульсная обработка как перспективный метод повышения износостойкости металлорежущего инструмента.....	244
Косенко А.И., Александров А.Н., Семёнов П.А. Датчик мощности как прибор для измерения сил резания	246
Марчук В.И. Концепция инновационного управления машиностроительным холдингом.....	250
Левченко В.А., Пономарев С.Г., Шляпин А.Д. Электроимпульсное сплавление несмешивающихся компонентов как способ изготовления осевых микро подшипников	252
Безукладников А.И., Паршин С.В. Разработка устройства для раздачи труб.....	255

Емельянов В.Н., Олисов В.Н., Петухов М.Ю. Инвалидная коляска для лиц с одной действующей рукой.....	257
Попов М.Ю. Оценка параметров ротационной обработки различных профилей.....	261
Бородин А.В., Иванова Ю.А., Гриц Д.Б. Повышение нагрузочной способности буксы грузового вагона	264
Иванишин В.И. Разработка привода муфты сцепления с устройством плавного включения сцепления для НТТМ	270
Малкина И.В. Повышение качества сборки машин и агрегатов.....	273
Якимов А.Ю., Крауиньш Д.П. Новое в конструкции подвески.....	276
Левченко Э.П., Вишневский Д.А., Левченко О.А, Власенко Д.А. Повышение качества агломерата путем улучшения дисперсного состава сырьевых компонентов.....	281
Дополнительная информация к статьям	283
Требования к оформлению и представлению материалов.....	301

**ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
В ОБЛАСТИ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**BASIC RESEARCHES
IN THE FIELD OF MECHANICAL ENGINEERING**

SCIENTIFIC RESEARCHES OF AGENCY OF GEOMETRY OF THE ANVIL-BLOCKS ON THE FORM OF IMPACT PULSE IN PERCUSSION MACHINES

Zhukov I.A.

Siberian state industrial university, Novokuznetsk

Keywords: impact, anvil block, wave guide, impulse, deformation.

Abstract. Initial conditions to problem solving of the assaying of influence shapes of anvil blocks on the shape of a impact impulse and on productivity of process of collapse or handling of environments by machines of impact operation are formulated on the basis of the assaying of classical works in domains of the theory of impact, the theory of elasticity, mechanics of a deformable solid, the equations of mathematical physics. The generalized technique of evaluation of the shape of the impact impulse generated in a wave guide anvil block difficult of the geometrical shape is reduced.

The present paper is written on the materials of researches executed at the state support of the grant of the President of the Russian Federation for young Russian scientists MK-854.2014.1.

The comprehensive approach to research of the processes occurring in the impact machines of different function – mining, building, metallurgical, assumes studying of one of important features of the phenomenon of impact - regularity of formation of an elastic wave of deformation, or impact pulse. This regularity has not been noticed and it was not investigated in classical works on the longitudinal blow (Barre de Sait-Venant [1], Timoshenko S.P. [2], Kilchevskij N.A. [3], etc.). The physical fact of agency of the form of anvil block on the form of impact pulse and accordingly on effect of destruction at blow has been officially declared in opening №13 in 1964 by Aleksandrov E.V. [4]. Some researches in development of this problem have been made in 60-80 years of the XX century. The knowledge saved up by this time in the field of the theory of the longitudinal impact demands generalisation and refinement.

The widest application at the solution of a problem of an estimation of agency of the form of striking body on the form of impact pulse was gained by the wave theory of impact built on following assumptions: 1) flat, the transverse to an axis of the rod, cross-section remain flat in a spreading mud process of waves of a longitudinal strain; 2) the rod material obeys the Hooke's law, i.e. deformations remain in elastic limits; 3) contact bodies occurs during the same moment of a time on all square of a impact end face. According to this theory the spreading mud process of waves of longitudinal oscillations in rods of a variable cross-section is presented by the differential equation

$$\frac{\partial^2 u_{x,t}}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_{x,t}}{\partial x^2}, \quad (1)$$

where $u_{x,t}$ – function of displacement of a cross-section of the rod with co-ordinate x at the moment time t ; $a = \sqrt{E/\rho}$ – speed of extending of an elastic wave of a longitudinal strain in the rod with density of a material ρ and modulus E .

The equation (1) has been led by Sait-Venant in remarks §60 translations into french of the book of Clebsch executed by it [1]. For the first time use of the equation (1) for research of the longitudinal collision of rods with reference to technological machines, in particular to die-forging hammers, is shown in 1965-1968 in Ju.S. Gladilov's works [5].

Striking bodies – anvil blocks, in the form of rods of a variable cross-section, have been investigated by means of impact wave theory in works of professor Dvornikov L.T. [6] and its followers: Shaposhnikov I.D. (anvil block in the form of the frustum of a cone), Mjasnikov A.A. (hyperbolic anvil block), Tagaev B.T. (tsilindro-hyperbolic anvil block), Zhukov I.A. (half-catenary anvil block). In these works for research of longitudinal oscillations of rods of the difficult form having curvilinear forming lateral surface, the differential equation is applied

$$\frac{\partial^2 u_{x,t}}{\partial t^2} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 u_{x,t}}{\partial x^2} + a^2 \cdot \frac{1}{S_x} \cdot \frac{dS_x}{dx} \cdot \frac{\partial u_{x,t}}{\partial x}, \quad (2)$$

where S_x – cross-sectional area function of anvil block.

However in one of above named works there are no references to sources from which the equations have been borrowed, and is not furnished the obvious demonstration of reliability and reasonableness of application of the differential equations (1) and (2) for a problem solving of formation of elastic waves of deformations in waveguides of machines at impact on them by anvil blocks of difficult geometrical forms. Argumentativeness of a question originates owing to that at extension-compression in bodies of a variable cross-section normal voltage are distributed on cross-section non-uniform, and from this point of view consideration of anvil blocks which transverse size essentially changes on length, on the basis of a hypothesis of plane sections it appears incorrect.

The analysis of known classical works in areas of mechanics of a deformable solid and the mathematical physics equations allowed the author of present paper to formulate initial conditions to a problem solving of the analysis of agency of forms of anvil blocks on the form of impact pulse and on productivity of process of destruction or machining of medium by percussion machines. According to H. Kolsky's stated in the monography [7] the statements, in conic rods at blow the longitudinal spherical waves are passed round, and normal voltage is distributed in regular intervals on each of spherical surfaces. The wave equation of traffic of cross-sections in direction parallel an axis of a cone of H. Kolsky writes down in an aspect

$$\rho r \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} = Er \frac{\partial^2 u_1}{\partial r^2} + 2E \frac{\partial u_1}{\partial r}, \quad (3)$$

where r – spherical wave radius; u_1 – moving.

At the same time, observing longitudinal oscillations of the conic rod, proceeding from hypothesis of plane sections, Koshljakov N.S. in [8], writes down

the formula of difference of the force originating owing to emersion of stretching or constricting voltage in cross-sections of the rod,

$$E \frac{\partial}{\partial x} \left\{ S_x \frac{\partial u}{\partial x} \right\} dx. \quad (4)$$

Using expression (4) according to the technique of leading-out of the equation of longitudinal oscillations of the conic rod, the stated N.S. Koshljakov, according to Newton's second law, the differential equation of an aspect is gained

$$E \frac{\partial}{\partial x} \left\{ S_x \frac{\partial u}{\partial x} \right\} dx = \rho \cdot S_x \cdot dx \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}. \quad (5)$$

Consideration in a general view of an elementary part of anvil block, the restricted curvilinear lateral surface and two cross-sections, being on infinitesimal distance from each other, actually representing the form of the frustum of a cone, allows to draw the leading-out that by simple transformations, inducting a variable a , the equations (3) and (5) can be presented in the form (2).

In the capacity of recommendations in the monography [9] Panovko J.G. write down a phrase: «When the distributed weight and rod cross-section are variable on its length, it is necessary ... to start with the equation

$$c^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(F \frac{\partial u}{\partial x} \right) = F \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}. \text{»} \quad (6)$$

In the equation (6) it is marked out $c^2 = a^2$, $F = S_x$.

Results of experimental researches by definition the impact pulses oscillated by anvil blocks of various forms, are stated in I.D. Shaposhnikov's works (for conic anvil block), Tagaev B.T. (for conic, hyperbolic and tsilindro-hyperbolic anvil blocks), Dvornikov L.T. and Zhukov I.A. (for half-catenary). All these researches note satisfactory convergence of results of scaling of impact pulses by means of the differential equations (1), (2) and experimental. In particular, results of the statistical data handling, gained for anvil block in the form of half-catenoid in which the radial size builds up more sweepingly, than for any other solids, testify that the lapse of results makes $\Delta = (10,0 \pm 4,0)\%$. Thus, it is possible to make the conclusion about suitability of the equation (2) for consideration of longitudinal oscillations of rods of a variable cross-section. It is quite obvious that the lapse of scalings can be reduced under condition of introduction in considerations along with the longitudinal lateral oscillations, however thus the wave differential equations considerably become complicated, to what works [8, 10-11] testify.

On this basis the solution of a problem of raise of efficiency of affecting on fragile medium at the longitudinal impact anvil by block on the waveguide-tool by rational selection of forms of anvil blocks is carried out with application of one-dimensional wave theory of impact. The equations of movements of cross-sections are for this purpose worked out at the longitudinal impact for anvil block (2) and for a waveguide (1). Thus the waveguide, as a rule, is considered the semi-infinite rod of the constant cross-section. The settlement circuit design (fig. 1) is made in such a manner that the axes beginning coincides with a collision place of anvil block and

waveguide, and the axis x goes aside, opposite to direction of pretonic speed of anvil block V_0 .

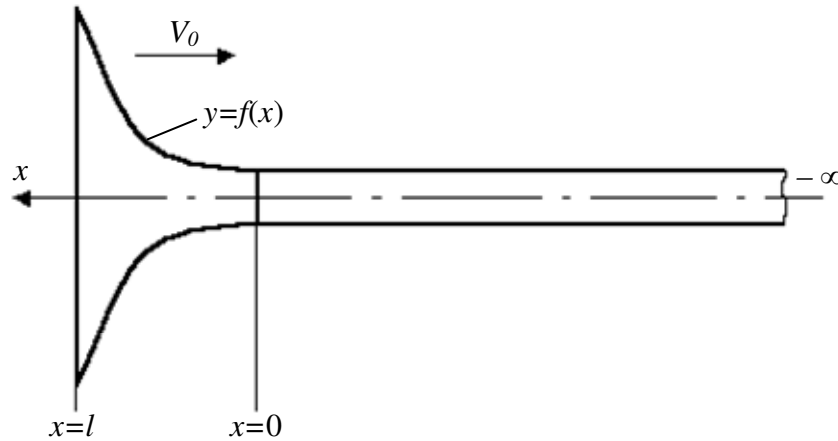


Fig. 1 – The settlement circuit design of a collision anvil block and waveguide

Entry conditions:

– At the moment of the beginning of interacting of displacement of cross-sections of anvil block $u_{ab}(x, t)$ and waveguide $u_{wg}(x, t)$ are equal to null:

$$u_{ab}(x, 0) = 0, \quad u_{wg}(x, 0) = 0;$$

– Speed of displacement of the cross-sections, defined by a partial derivative on a time, for anvil block is equal to its pretonic speed V_0 , and for a waveguide is equal to null:

$$\frac{\partial u_{ab}(x, 0)}{\partial t} = V_0, \quad \frac{\partial u_{wg}(x, 0)}{\partial t} = 0.$$

The boundary conditions defining a condition of the ends of anvil block and waveguide:

– In the course of displacement interacting on boundary line of anvil block and waveguide are equal:

$$u_{ab}(0, t) = u_{wg}(0, t);$$

– In the course of interacting of force of interacting on boundary line of anvil block and waveguide are equal:

$$S(0) \frac{\partial u_{ab}(0, t)}{\partial x} = S_0 \frac{\partial u_{wg}(0, t)}{\partial x},$$

where S_0 – waveguide cross-sectional area;

– The unaccented end face of anvil block is free from deformations:

$$\frac{\partial u_{ab}(l, t)}{\partial x} = 0;$$

– In removed from impact cross-sections of a waveguide of deformation are absent:

$$\lim_{x \rightarrow -\infty} \frac{\partial u_{wg}(x, t)}{\partial x} = 0.$$

From system of the differential equations (1) and (2) taking into account initial and boundary conditions the impact pulse which is connected with function of displacement of cross-sections of a waveguide by dependence is defined:

$$F(x,t) = ES_0 \frac{\partial u_{wg}(x,t)}{\partial x}.$$

Presence of analytical forms of the pulses oscillated by anvil block of various forms, allows to compare them for the purpose of revealing of the most rational.

Thus, with sufficient degree of accuracy for practice the wave differential equations (1) and (2) are applicable for the solution of problem of definition of the form of the impact pulse called in the long rod of a constant cross-section at blow on it by anvil block of various configuration, and cannot be applied to the solution of problem of an estimation of character of stress distribution in the anvil block.

Reference

1. Clebsch A. Theorie de l'elasticite des corps solides / V.F. Saint-Venant. – Paris: Dunod, 1883. – 980 p.
2. Timoshenko S.P. Oscillation in engineering. Moscow-Leningrad, 1959.
3. Kilchevsky N.A. Dynamic contact compression of solids. Impact. Kiev, 1976.
4. Alexandrov E.V. Opening 13 USSR. 1964.
5. Gladilov Ju.S. Research of the longitudinal impact of stock of the die-forging hammer. Frunze, 1968.
6. Zhukov I.A., Dvornikov L.T. The anvil blocks of the impact mechanisms, having the analytical solution. J. Directory. The engineering journal. 10 (2008).
7. Kolsky H. Wave of voltage in solids. Moscow, Publishing house of foreign literature, 1955. (Oxford, 1953).
8. Koshljakov N.S. Core the differential equations of mathematical physics. Moscow-Leningrad, 1936.
9. Panovko J.G. Bas of the applied theory of oscillations and impact. Leningrad: Engineering industry, 1976.
10. Love A. Mathematical theory of elasticity. – Moscow-Leningrad, 1935.
11. Zhukov I.A., Dvornikov L.T. Modification of the differential equations of wave theory of the longitudinal collision of rods. J. News of Tomsk polytechnical university. (2) 2008.

УДК 628.16.08

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ УЛЬТРАФИЛЬТРАЦИОННЫХ МЕМБРАН В СРЕДЕ ПОДСЫРНОЙ СЫВОРОТКИ

Богомолов В.Ю., Лазарев С.И., Вязовов С.А.

Тамбовский государственный технический университет, Тамбов

Ключевые слова: мембрана, молочная сыворотка, физические свойства, сорбция.

Аннотация. В работе приведена методика и результаты оценки сорбционных свойств мембран в среде подсырной сыворотки.

Для оценки прочностных характеристик и периода эффективной работы мембран при ультрафильтрационном разделении подсырной сыворотки важным показателем являются сорбционные характеристики мембран в среде сыворотки. Эти характеристики определяются экспериментально для системы «мембрана - сыворотка».

Для определения сорбционных свойств, мембраны помещают в сыворотку с известной концентрацией белков и заданной температурой на сутки. Затем мембраны извлекают и определяют разницу исходной и конечной концентраций белкового раствора:

$$\Delta C = C_{\text{исх}} - C_{\text{кон}}; \quad (1)$$

После насыщения мембраны растворенным веществом в системе устанавливается равновесие. При этом равновесным коэффициентом распределения называется отношение концентраций растворенного вещества в мембране и в исходном растворе, если считать в первом приближении, что концентрация растворенного вещества в мембране изменяется скачкообразно от $C_{\text{исх}}$ до $C_{\text{м}}$:

$$k_p = C_{\text{м}} / C_{\text{исх}}, \quad (2)$$

где k_p – коэффициент распределения; $C_{\text{м}}$ – концентрация белка в исследуемом образце мембраны; $C_{\text{исх}}$ – концентрация белка в исходном белковом растворе.

При этом концентрацию белка в мембране определяют отношением экспериментально измеренной массы белка в мембране $m_{\text{м}}$ к объему мембраны $V_{\text{м}}$:

$$C_{\text{м}} = m_{\text{м}} / V_{\text{м}}, \quad (3)$$

где объем мембраны определяется как произведение длины a , ширины b и толщины δ :

$$V_{\text{м}} = a \cdot b \cdot \delta; \quad (4)$$

Приведенные выше выражения следуют из материального баланса системы мембрана-раствор:

$$C_{\text{исх}} \cdot V_{\text{исх}} = C_{\text{м}} \cdot V_{\text{м}} + C_1 \cdot V_{\text{исх}}, \quad (5)$$

где $C_{исх}$ – концентрация белка в исходном растворе, $V_{исх}$ – объем исходного раствора, C_m – концентрация белка в мембране, V_m – объем мембраны, C_1 – концентрация белка в растворе по окончании процесса сорбции.

Графики зависимостей коэффициента распределения от концентрации белка в исходном растворе и температуры для ультрафильтрационных мембран УАМ-150 и УПМ-К приведены на рисунке 1.

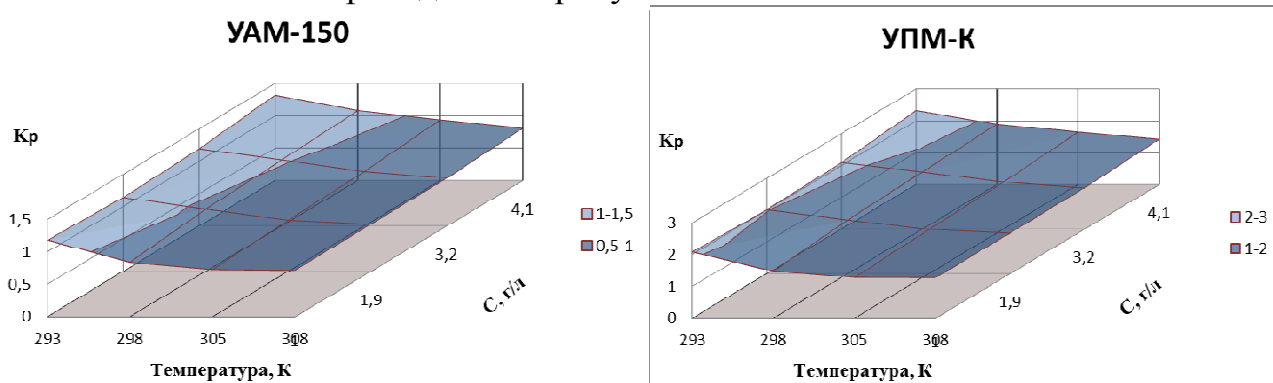


Рисунок 1 – Зависимости коэффициента распределения (K_p) от концентрации белка (C , г/л) и температуры для ультрафильтрационных мембран УАМ-150 (слева) и УПМ-К (справа)

Из зависимостей следует, что с увеличением концентрации белка в исходном растворе его концентрация в мембране увеличивается. Эта тенденция прослеживается для обоих видов исследуемых мембран.

Как видно из графика, мембрана УПМ-К сорбирует растворенный белок в большей степени, чем мембрана УАМ-150. Это явление объясняется физико-химической природой матрицы полупроницаемых мембран и знаком заряда активного слоя мембраны (ацетилцеллюлозные мембраны несут отрицательный, а полиамидные – положительный заряды [1]). Значительное влияние оказывает также характер и величина пор и аморфность (кристалличность) полимерных мембран. Кроме того, с повышением температуры сорбционные характеристики мембран значительно изменяются, что также важно учитывать при выборе, как самих мембран, так и температурных условий для проведения технологического процесса выделения ценных компонентов из вторичного молочного сырья.

Список литературы

1. Лазарев С.И. Научные основы электрохимических и баромембранных методов очистки, выделения и получения органических веществ из промышленных стоков: Дис. ... докт. техн. наук. – Тамбов: Ин-т, 2001. – 543 с.
2. Лазарев С.И., Богомолов В.Ю., Полянский К.К. Мембранный метод концентрирования отходов на Бондарском сыродельном заводе // Сыроделие и маслоделие. – 2014. – №4. – С. 34-36.

ANALYSIS OF MOTOR CAR INDUSTRY IN RUSSIAN FEDERATION

Sushko A.V., Lizunkov V.G.

Yurginsky Technological Institute (Branch), Tomsk Polytechnic University, Yurga

Keywords: industry, motor car, innovation, development strategy, production, investment.

Abstract. The paper gives consideration to the situation in motor car industry in Russia. Motor car industries of economically developed countries are compared and analyzed. The growth rate of motor car industry is found out to correlate with innovations and R&D costs. Competitive ability of motor cars is calculated according to Delphi procedure. Finally, measures are suggested to achieve the main purpose – respond to the demand on the domestic motor car market.

Mechanical engineering is a big branch of Russian national economy. In recent years the branch of mechanical engineering has been subject to essential market fluctuations. The tendency of “permanent non-stability” makes core enterprises intensify innovations in order to increase efficiency of operating processes and optimize costs. Resource-intensive character complicates development of the branch, as the consequence, predetermines low competitive ability of final products. Moreover, motor car industry needs technological modernization [6].

In economically developed countries approximately 30-50% of manufacturing output falls to the share of mechanical engineering (Germany – 53.6%, Japan – 51.5%, Great Britain – 39.6%, Italy – 36.4%, China – 35.2%). The profit provided by mechanical engineering supports complete technical retooling of the industry in whole each 8-10 years. And herewith the share of mechanical engineering products in gross domestic product of EU-countries amounts to 36-45%, in the USA – 10%. The share of mechanical engineering in GDP of Russian Federation was about 6-13% (1998-2013): in the USSR it approximated to 40% in 1990 [1].

Mechanical engineering consists of more than 20 segments of industry. As regards the structurally viewed volume of output, motor car industry and defense-industrial sector are main segments of Russian mechanical engineering (Fig.1).

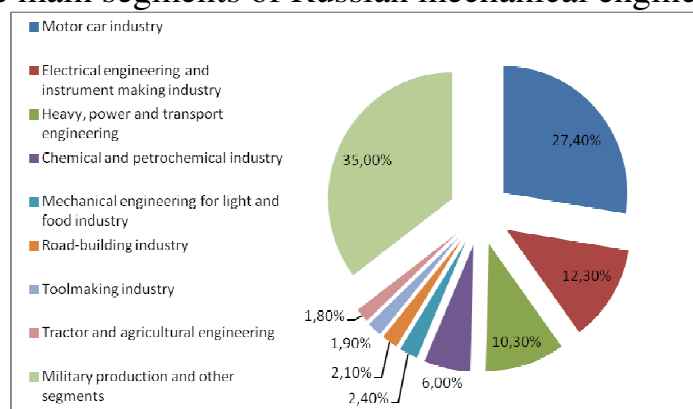


Fig.1. The structure of total output volume [2]

Figure 2 demonstrates the correlation of motor car production in leading world countries in 2013 as physical output indicators. As we can see, China has the top

position on the market of motor car production, more than a half of products on the world market is manufactured in China (22116 thousand cars). As many products (1970 thousand cars, see Fig. 3) as in the 1980-s are currently produced in Russia.

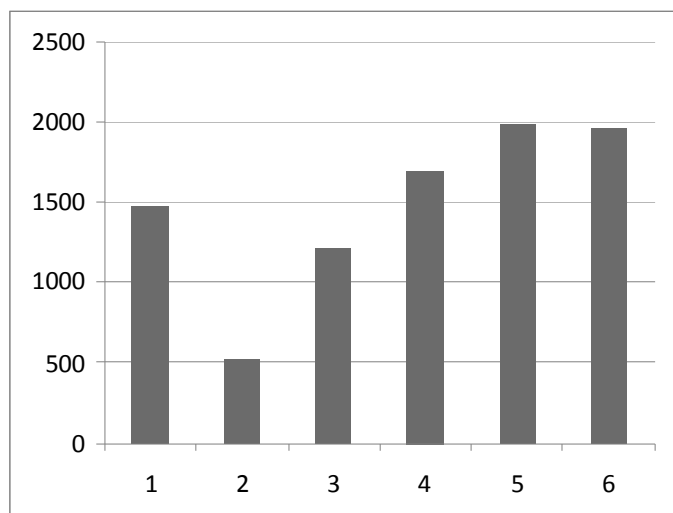
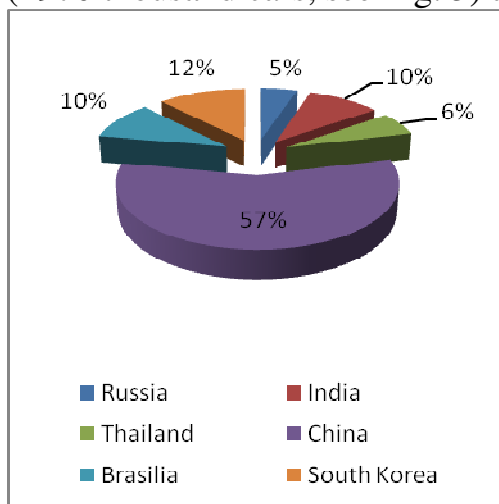


Fig. 2. Motor car production in world countries in 2013

Fig. 3. Motor car production leading in Russia (2008-2013)

In 1980 the USSR had a well-developed motor car industry. In terms of volume of output (1900 thousand cars) the USSR had the fifth position in the world; in the same year in South Korea 123 thousand cars were produced, in China – 222 thousand, in India – 114 thousand, in Mexico – 490 thousand, in Iran – 161 thousand, in Thailand – 73 thousand. Nevertheless, there was no own motor car industry in the mentioned above countries. However, over the period, when domestic motor car industry stagnated, China became the top-giant of motor car production (22116 thousand cars in 2013, although in 2008 the volume of output was only 8010 thousand cars), India, Mexico and Brasilia passed ahead of Russia, and Iran and Thailand practically approached the level of Russia. In 2010 the volume of car output in Russia was down by 25% as compared with it in 1980, that is, in the soviet period of Russian history more cars were produced than in 2013.

The country was worse than all developing countries because the growth rate of motor car production reduced: over the period 1980–2013 the volume of motor car output increased threefold in Brasilia, in Mexico – fivefold, in Iran – tenfold, in Thailand – twentyfold, in India – thirty fivefold, in South Korea – thirty eightfold, in China – eighty threefold, whereas in Russia by 1.1 times only. As the result Russia came down from the fifth position to the 12th one, and it isn't obviously a breaking point.

Technical standards of recently produced Russian motor cars in generally meet international requirements, but with significant time delay (up to 4-7 years). There is also a lag in reliability level, useful life, fuel efficiency, comfort, as well as one according to application of advanced technical ideas and technologies in serial production.

Since 2005 and up to now the output volume of domestic motor cars has decreased by more 40%, whereas overseas manufacturers have increased their output

sixtyfold: in 2005 approximately 14 thousand overseas motor cars were produced in Russia, now their output exceeds 1 million per year. Despite such evident technical growth of car output in Russia, it was quite irrelevant for national budget. The number of workers employed in the industry reduced by 2-2.5 times [3]. Therefore, the leading positions on the domestic market belong to motor cars assembled at overseas enterprises, located in Russia, but increasing budgets of their states.

Experts say that minimum 60% of localized components are to be provided in assembled products for successful activities of mechanical engineering enterprises. For instance, the Brazilian government has set 80% localization degree of component units for shipbuilding industry. As a comparison, in 2013 Russian motor car industry had \$ 69.7 - 3.8 billion import-export correlation of motor cars, component and reserve units. If this trend continues, future domestic motor car industry and mechanical engineering in whole will hardly succeed, because in current conditions motor car industry can be replaced by industrial assembly.

Russian motor car industry and sale have to meet about 70% of domestic demand. The share of own elements of the entire cycle is to be minimum 40-60% in cost of mechanical engineering production. We provide only 30-35% of domestic demand using our own resources, and the share of own elements is 25-30%.

Investments made by Russian companies into development of the industry in proportion to the volume of sales were 4–5 times smaller than those of their overseas competitors. It is the consequence of insufficient efficiency of credit attraction. It is currently quite impossible to attract credits with credit periods comparable both with payback periods of motor car industry (6–7 years) and with average crediting rates (8–10% annual interests). Overseas top car manufacturers attract long-term credits with 5–6% interest rates.

The growth rate of motor car industry falls mainly because the state doesn't have an integrated strategy of conversion and rapid development of domestic mechanical engineering, which is substantiated and grounded on achievements of science and engineering.

In our opinion, there are all necessary resources available for rapid development of mechanical engineering in Russia. First of all, they include own sources of energy and raw materials, developed communication net, scientific, intellectual, human resources and production potential. Moreover, the government of the country clearly realizes the situation and wants to change it for better.

Innovative activity is one of basic conditions needed for modernization of contemporary economy, a guarantee of transition to a new, post-industrial stage of social progress. R&D costs of Russian car manufactures don't exceed 1% of annual revenue, but they are minimum 4–5% in overseas top companies. As the consequence, the cycle of new model development in Russia is far longer and cars product range is renewed slower. If an averaged index of R&D costs made by global manufacturers is considered as a standard - 4%, for this purpose Russia has to invest at least 44–53 billion rubles annually.

Preliminary made evaluation has stated that development and purchase of new technologies, conversion of manufacturing capacities in domestic car industry needs approximately \$ 100-150 billion.

It is known from experience that 70% of enterprises of nearly all industries prefer to buy machinery and equipment to other kinds of innovations. Only 8% of enterprises are interested in purchasing licenses and patents. These enterprises and companies need to be supported, given corresponding preferences in the first place.

Generally speaking, motor car industry in Russia has a positive dynamics of its development. The main purpose of this industry is to modernize equipment and meet domestic demand. Motor car industry has to solve some problems to achieve this purpose.

First, own products have low competitive ability. Customers are hard-to-please. Products made currently could meet the demand of customers 7 years ago. For the last 5 years domestic cars have not been attractive for Russian customers. It is necessary to increase the technical level of reliability, comfort, fuel efficiency in order to make products more competitive.

Second, R&D costs are to be increased two-threefold as against their current level to make own cars more competitive and to carry out retooling of the industry.

Third, car industry suffers from outflow of R&D experts and shortage of skilled personal. Hard working conditions, low salary, absence of demand from authorities have a negative effect on growth rates of motor car industry and economy of the country in whole.

Aforementioned problems are to be solved with the help of state sector. Opportunities of business in motor car industry and its potential depend on coordinated state economic policy.

Reference

1. Analytical bulletin, Mechanical engineering: analysis and prognoses, J. 13 (2013).
2. Information on http://www.perspectivy.info/rus/ekob/globalnyj_rynok_mashinostrojenija_2013-10-24.htm
3. Zulkarnaev I.U., L.R. Il'yasova, Method of calculation of integral competitiveness of industrial, mercantile and financial businesses, J. Marketing in Russia and abroad. 4 (2001).
4. Lisachev A.N., Local economic policy: principal stages of development, basic types, tools and strategies, J. Applied Mechanics and Materials. 379 (2013) 224-228.
5. Fedotov D.M., Innovative issues and processes of development in Russian metallurgical industry, J. Russian business. 11 (2013) 85-90.
6. Sushko A.V, Lizunkov V.G, Lisachev A.N, Analysis of the production of passenger cars industry of Russia: Proceedings of the International scientific-practical conference / Yurga Institute of Technology actual problems of modern engineering. Publ: Tomsk, 2014. S. 469-473.

УДК 621.923.01

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПТИМИЗАЦИИ ЦИКЛОВ ВНУТРИШЛИФОВАЛЬНОЙ ОБРАБОТКИ В МНОГОМЕРНОМ ПРОСТРАНСТВЕ

Переверзев П.П.¹, Попова А.В.²

¹*Южно-Уральский государственный университет (национальный
исследовательский университет), Челябинск*

²*филиал Южно-Уральского государственного университета (национальный
исследовательский университет), Кыштым*

Ключевые слова: внутреннее шлифование, оптимизация процессов обработки

Аннотация. Рассмотрена разработанная впервые методика проектирования оптимальных циклов внутришлифовальной обработки, основанная на методе динамического программирования. Данная методика оптимизации циклов охватывает большую часть управляющих параметров цикла, учитывая при этом комплекс технологических ограничений

Одним из распространенных видов чистовой обработки отверстий является внутреннее шлифование (составляет более 27% от общего объема шлифовальных операций). Чаще всего его применяют при обработке отверстий в закаленных, высокотвердых деталях, точных отверстий больших диаметров (свыше 100 мм), когда развертывание не может обеспечить требуемую точность и др. Развитие техники и технологий привело к появлению современного металлорежущего оборудования, нового абразивного инструмента, позволяющего производить обработку с более высокими скоростями. Большая часть современных шлифовальных станков имеет возможность управления структурой цикла обработки. В известных на данный момент источниках представлены не удовлетворяющие условиям автоматизированного производства рекомендации по выбору: оптимальной структуры цикла (количество ступеней цикла, распределение припуска между ступенями, положение правки круга и процесса выхаживания в структуре цикла, режимы обработки – скорость круга, число оборотов детали, радиальная и осевая подача по ступеням цикла); геометрических параметров и характеристик круга (диаметр, высота и ширина круга, материал зерен, зернистость, твердость); технических условий обработки (величины перебега, длины вылета шлифовальной оправки и др.). В результате, чего на машиностроительных предприятиях для назначения параметров обработки, режимы резания и др. пользуются либо нормативно-справочную литературу 70-х годов, разработанную на основании статистических данных того периода для универсальных станков и неудовлетворяющую требованиям современного производства. Или подбирают заниженные режимы резания путем обработки ряда пробных заготовок (метод побора), что в свою очередь приводит к росту дополнительных затрат и снижению производительности.

Существующие на данный момент методики расчета режимов обработки [2, 3 и др.] имеют ряд существенных недостатков: 1) не проверяют ограничения

по точности обработки, накладываемые чертежом детали; 2) не обеспечивают минимального времени обработки; 3) не рассматривают изменения исходных условий обработки (исходного биения заготовки, степени затупления круга и др.); 4) не учитывают изменения величины фактически-снятого припуска, и как следствие, неверно рассчитывают время обработки, необходимое для снятия заданной величины припуска; 5) отсутствуют рекомендации по выбору структуры цикла, геометрических параметров и характеристик шлифовального круга и т.д. В результате данные методики применимы только для массового производства при обработке на настроенных станках, мало применяемых в современном производстве. Таким образом, в отечественном и зарубежном машиностроении существует проблема, связанная с отсутствием нормативно-справочной литературы и методик расчета оптимальных циклов для операций внутреннего шлифования, удовлетворяющих требованиям современного производства.

Для решения проблемы разработана теория и методика расчета оптимальных циклов внутришлифовальной обработки, базирующаяся на моделировании съема металла с b -ого радиуса на i -ом ходе круга z -ой ступени цикла при заданных режимах обработки, с учетом упругих деформаций и особенностей кинематики резания. Разработанная модель позволяет рассчитать количество ходов, соответственно и время обработки, необходимые для получения удовлетворяющей требованиям чертежа детали по качеству и точности [5]. Моделирование съема металла для процесса внутреннего шлифования базируется на аналитической модели сил резания, уравнении упругой деформации технологической системы и на схеме снятия припуска, учитывающей неснятую на предшествующих ходах величину припуска. Причем единая аналитическая модель силы резания при внутреннем шлифовании получена на основе применения закономерностей механики пластических деформаций металлов в зоне резания и охватывает практически все основные технологические факторы, влияющие на изменение сил: фактические и программные значения подач на каждой ступени цикла, скорость детали и круга, механические свойства шлифуемого металла (интенсивность напряжений), геометрические параметры зоны контакта круга и заготовки (диаметры заготовки и круга, ширина обрабатываемой поверхности заготовки), характеристику круга степень затупления зерен круга и др. [4].

В качестве метода оптимизация процесса внутришлифовальной обработки выбран метод динамического программирования (МДП), не требующий построения заранее области допустимых значений управляющих параметров. В основе динамического программирования лежит разработанный Р. Беллманом принцип оптимизации: оптимальное поведение обладает тем свойством, что каковы бы не были первоначальные состояния и решение в начальный момент, последующие решения должны составлять оптимальное поведение относительно состояния в результате первого решения [1]. Оптимизация циклов внутришлифовальной обработки ведется в многомерной системе координат (величина снимаемого припуска, скорость осевой подачи, скорость радиальной подачи и др.). С этой целью проведена адаптация и

развитие метода динамического программирования для многомерного пространства, примененного при разработке новой методики проектирования оптимальных циклов внутришлифовальной обработки, комплексно охватывающей все вышеперечисленные управляющие параметры [6].

Оптимизация цикла шлифования сводится к сокращению времени обработки до минимально возможного значения. Поэтому в качестве целевой функции оптимизации цикла внутреннего шлифования выбрано минимальное время обработки. Отыскание минимума целевой функции в процессе оптимизации цикла внутришлифовальной обработки происходит в соответствии с методикой динамического программирования при учете комплекса технологических ограничений. В качестве комплекса моделей ограничений процесса внутришлифовальной обработки используются следующие ограничения: по допустимой погрешности размеров обрабатываемой поверхности; по осыпаемости шлифовального круга; по допустимой глубине прижога на обрабатываемой поверхности; по допустимой шероховатости обрабатываемой поверхности; по диапазону затупления круга; по мощности привода вращения круга и заготовки; по диапазону скоростей подачи поперечной и осевой; по достижимой точности обработки на станке; по величине погрешности измерения и др. [5, 6].

Список литературы

1. Беллман Р. Динамическое программирование / Р. Беллман. – М.: Изд-во ин.лит., 1960. – 400 с.
2. Дьяконов А.А. Комплексное моделирование процесса плоского шлифования периферией круга / А.А. Дьяконов, Л.В. Шипулин // Научно-технические технологии в машиностроении. – 2013. – №6 (24). – С. 14-18.
3. Новоселов Ю.К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке. – Севастополь: СевНТУ, 2012. – 286 с.
4. Переверзев П.П. Аналитическое моделирование взаимосвязи силы резания при внутреннем шлифовании с основными технологическими параметрами / П.П. Переверзев, А.В. Попова // Металлообработка. – 2013. – №3. – С. 24-30.
5. Переверзев П.П. Аналитическое моделирование взаимосвязи силы резания при внутреннем шлифовании с упругими деформациями технологической системы / П.П. Переверзев, А.В. Попова, Д.Ю. Пименов // СТИН. – 2014. – Вып. 9. – С.23-27.
6. Попова А.В. Принципы проектирования высокопроизводительных циклов на примере внутреннего шлифования // СТИН. – 2014 – №6 – С. 17-22.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ С УЧЕТОМ КОМПЕНСАЦИИ ПОГРЕШНОСТИ ЗАКРЕПЛЕНИЯ

Масягин В.Б., Мухолзоев А.В., Дощинский Д.В.

Национальный исследовательский Томский политехнический университет

Ключевые слова: технология машиностроения, размерный анализ, компенсация погрешностей, размерная цепь.

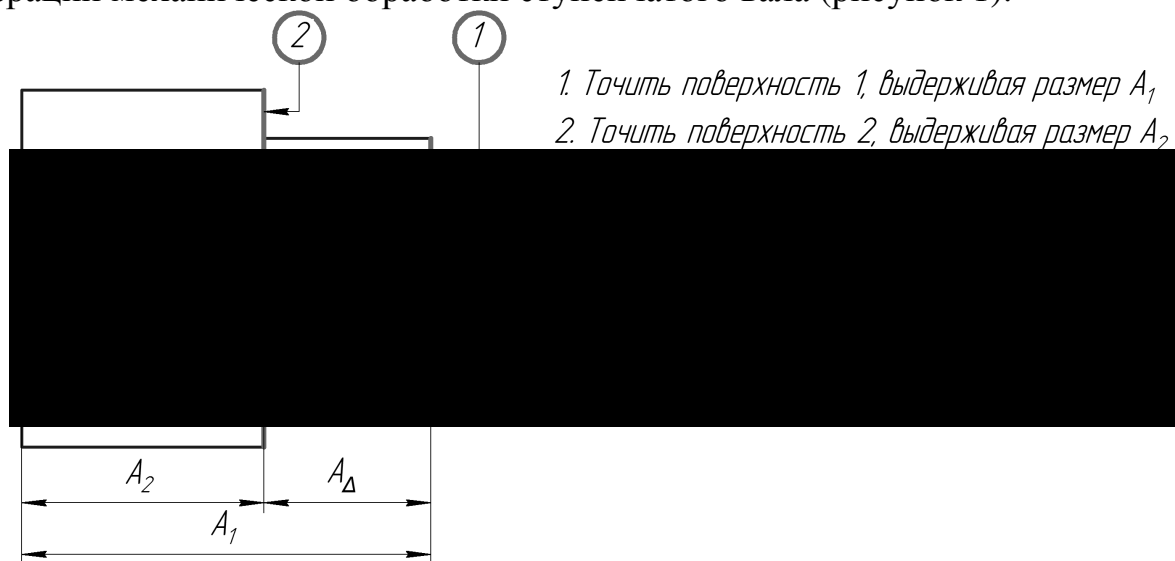
Аннотация. Рассмотрено явление компенсации погрешности установки механической обработки посредством разложения технологических размеров на составляющие. Получен алгоритм действий для учета такой компенсации. Приведены примеры расчетов звеньев с компенсацией погрешности установки. Расчеты показывают существенное снижение погрешности конструкторских размеров.

Размерный анализ технологических процессов – это совокупность расчетно-аналитических процедур, осуществляемых при разработке и анализе технологических процессов механической обработки [1]. Размерный анализ технологических процессов применяется для решения таких задач как:

- определение допусков на технологические размеры;
- определение минимальных припусков на обработку;
- расчет технологических размеров.

Однако классическая теория размерных цепей не охватывает ряд явлений. К примеру, при изготовлении деталей машин возникают случаи, когда погрешности обработки расположены таким образом, что компенсируют друг друга. Такие погрешности условно называются компенсирующимися [2].

Для иллюстрации компенсирующихся погрешностей используем пример операции механической обработки ступенчатого вала (рисунок 1).



* A_Δ - замыкающее звено, равное конструкторскому размеру K

Рисунок 1 – Пример операции механической обработки ступенчатого вала

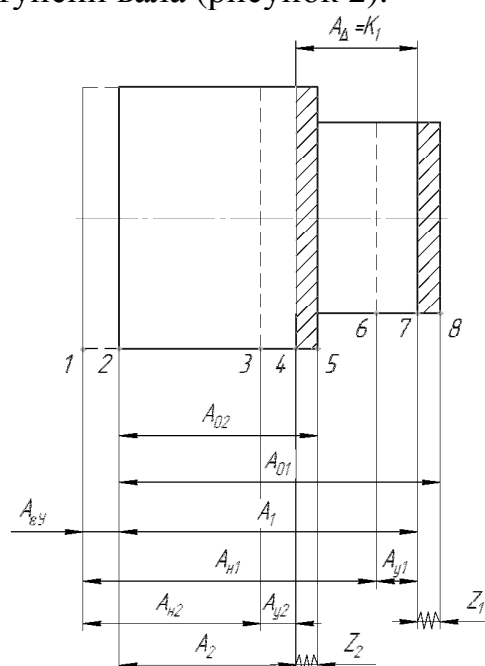
Согласно теории размерных цепей, допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих, т.е.

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2. \quad (1)$$

Стоит заметить, что каждый технологический размер по своей сути является замыкающим звеном размерной цепи, состоящей из звеньев, принадлежащих станку, оснастке, инструменту [2, 3]. Исходя из этого, следует, что на данной технологической операции каждый размер при обработке выдерживается относительно базовой плоскости, принадлежащей не заготовке, а станку и (или) приспособлению.

Особенно это явление характерно для обработки на станках с ЧПУ, где в качестве базовой всегда служит плоскость, принадлежащая не заготовке, а координатной системе станка (рисунок 2).

Рассмотрим размерную цепь операции по подрезке торца и проточке ступени вала (рисунок 2).



A_{01}, A_{02} – размеры заготовки;
 Z_1, Z_2 – припуски на обработку;
 A_1, A_2 – технологические размеры;
 $A_{\Delta} = K_1$ – конструкторский размер
 (замыкающее звено для A_1 и A_2);
 $A_{\epsilon y}$ – размер – погрешность установки
 (составляющее звено);
 A_{y1}, A_{y2} – размер упругой деформации;
 A_{H1}, A_{H2} – размер настроечный
 (составляющее звено).

Рисунок 2 – Размерная схема, где базовая плоскость и плоскость смещения обрабатываемой поверхности от упругих деформаций представлены отдельно

При этом размеры A_1 и A_2 являются настроечными, получаемыми методом пробных ходов, – это означает, что размеры A_1 и A_2 не имеют ряда составляющих погрешности размера характерных для обработки серии заготовок, в частности – погрешности базирования (примем, что эти размеры имеют составляющими компенсирующимися звеньями погрешность закрепления $A_{\epsilon y}$, размеры позиционирования инструмента A_{H1} и A_{H2} и размеры от упругих деформаций A_{y1} и A_{y2}) (рис. 2), тогда действительные размеры A_1 и A_2 будут представлены как замыкающие размеры и их допуски примут вид:

$$TA_1 = TA_{\epsilon y} + TA_{H1} + TA_{y1}, \quad (2)$$

$$TA_2 = TA_{\epsilon y} + TA_{H2} + TA_{y2}. \quad (3)$$

Но при этом погрешность замыкающего звена будет

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 = TA_{\epsilon y} + TA_{H1} + TA_{y1} + TA_{\epsilon y} + TA_{H2} + TA_{y2}, \quad (4)$$

и, в соответствии с размерной цепью компенсирующихся размеров:

$$TA_{\Delta} = TA_{H1} + TA_{y1} + TA_{H2} + TA_{y2}. \quad (5)$$

Стоит отметить, что в справочной литературе, чаще всего, рекомендуется к назначению погрешность размера с учетом погрешности закрепления.

Размерная цепь примет вид параллельно-связанных размерных цепей (рисунок 3,а).

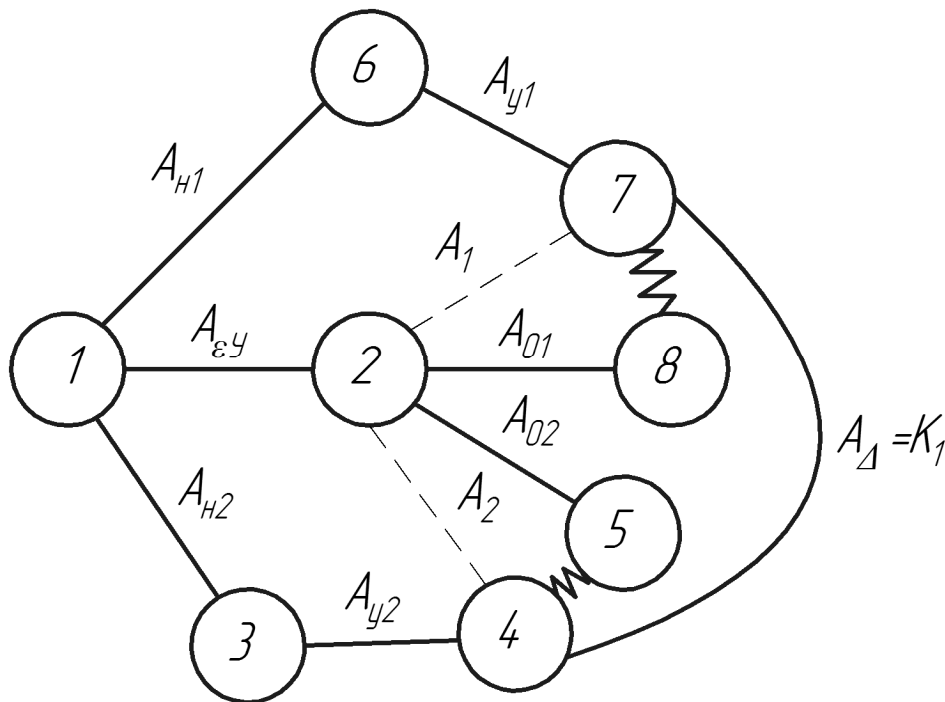
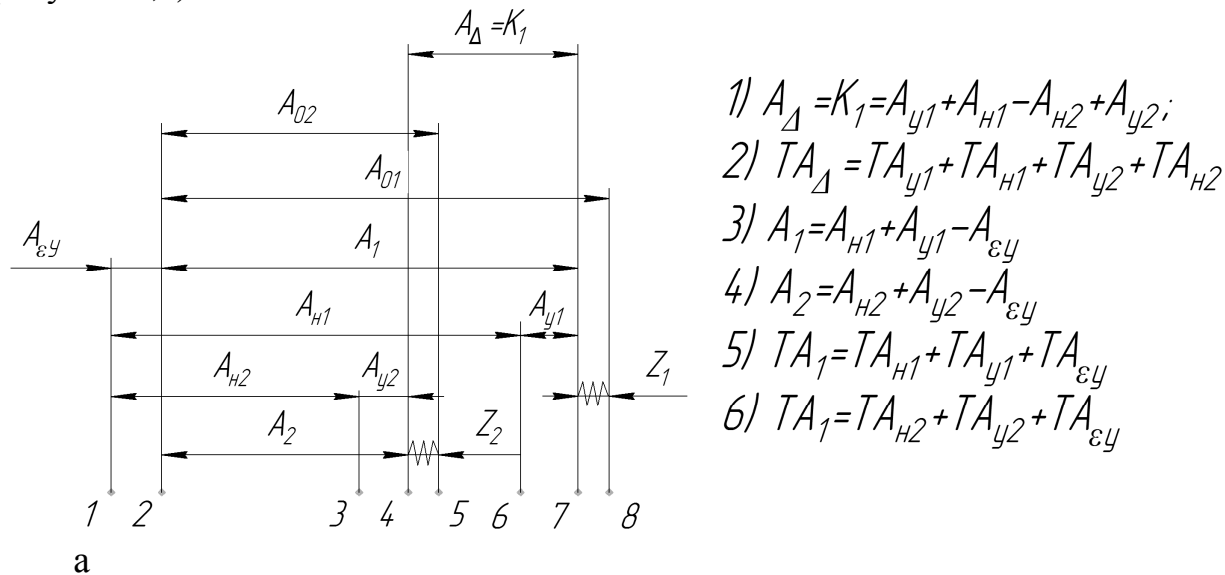


Рисунок 3 – Размерная цепь (а) с погрешностью закрепления, выделенной в отдельное звено, и соответствующий граф (б)

Погрешность закрепления, на данной операции является компенсирующей.

Погрешность закрепления, при установке в трехлачковый патрон горячекатаного прутка составляет $A_{\varepsilon y} = 0,15$ мм, при установке в предварительно проточенной базе $A_{\varepsilon y} = 0,03$ мм [1]. Согласно уравнениям (4) и

(5) значение компенсации равно удвоенному значению погрешности закрепления и достигает, в первом случае 0,3 мм, а во втором 0,06 мм.

Таким образом, учет компенсирующих погрешностей способен уменьшить допуск замыкающего звена. При этом, в рассматриваемом примере скомпенсирована только погрешность закрепления. К погрешности от упругих деформаций необходимо подходить отдельно.

Применение этого метода затруднительно из-за следующих недостатков:

Отсутствие четких критериев того, что та или иная погрешность является компенсирующей.

Сложность при составлении размерных схем и графов, учитывающих компенсирующие погрешности.

Погрешности чаще всего компенсируют друг друга в отдельных цепях, а не во всей размерной схеме, что повышает трудоемкость выявления таких погрешностей.

Для решения обозначенных проблем, предлагается следующий алгоритм: *на каждом установе технологические размеры проставляются от новой плоскости (плоскостей), принадлежащих системе СПИД (координатной системе станка).*

В качестве примера использования алгоритма рассмотрим технологический процесс изготовления ступенчатого вала (рисунок 4) (здесь и далее обозначены размеры только в осевом направлении).

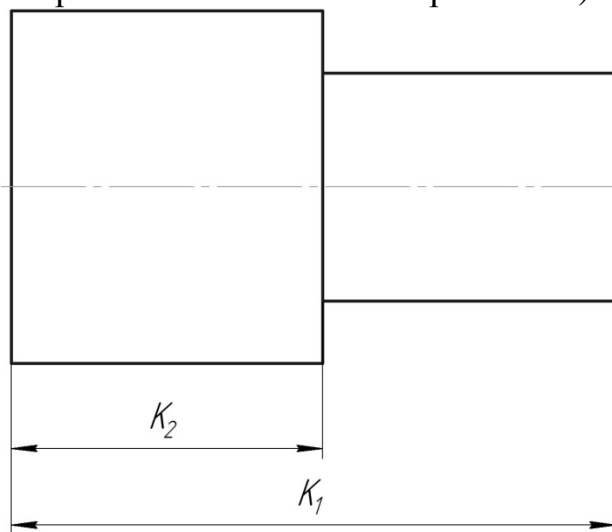
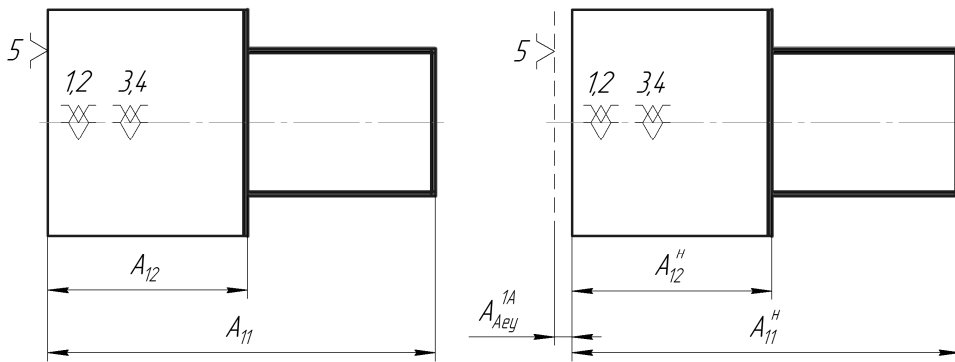


Рисунок 4 – Эскиз ступенчатого вала

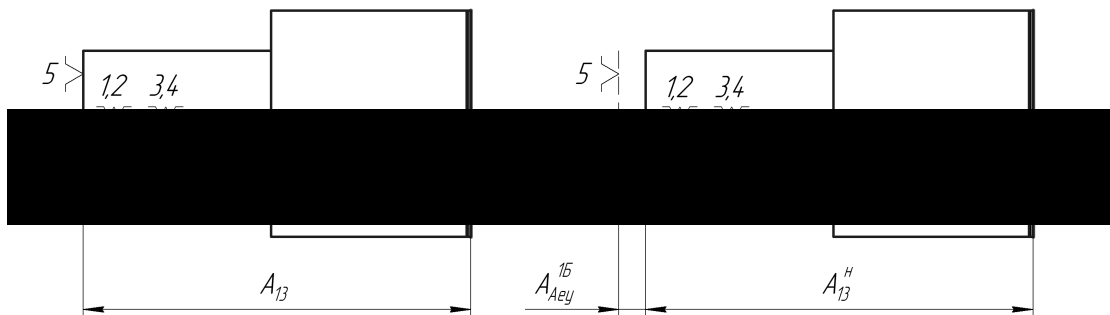
Рассмотрим маршрут изготовления детали в двух видах (рисунок 5): классическим методом (слева) и с учетом предлагаемого алгоритма (справа).

1) Токарная операция



Установ А.

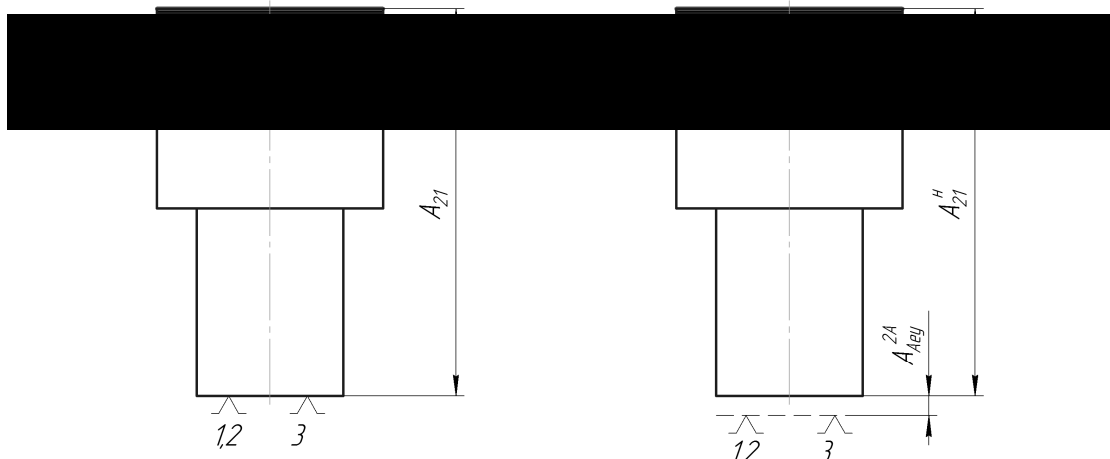
Точить заготовку, выдерживая размеры A11 и A12.



Установ Б.

Подрезать торец, выдерживая размер A13.

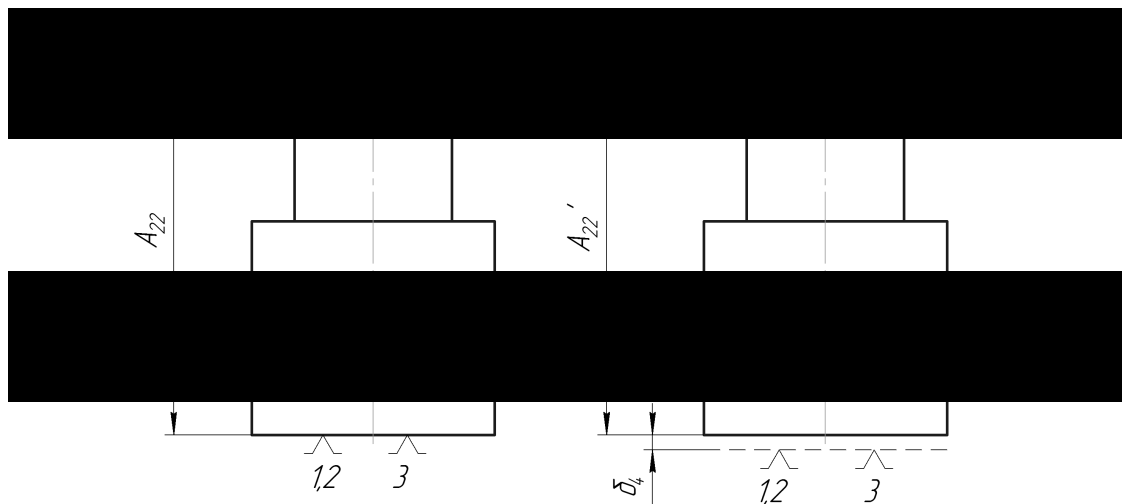
2) Плоскошлифовальная операция



Установ А.

Шлифовать поверхность, выдерживая размер A21.

Рисунок 5 – Технологический процесс обработки ступенчатого вала



Установ Б.

Шлифовать поверхность, выдерживая размер A_{22} .

Продолжение рисунка 5

Для оценки влияния компенсирующих звеньев на размер замыкающего звена составим размерные схемы обработки детали для двух вариантов технологического процесса – без учета компенсации погрешностей размеров (рисунок 6) и с учетом (рисунок 7), а также соответствующие графы технологических размерных цепей (рисунок 6 и 8). На схеме обработки для второго варианта технологического процесса (рисунок 7) и соответствующем графе (рисунок 8) не показаны звенья, соответствующие упругим деформациям, чтобы не усложнять изображения.

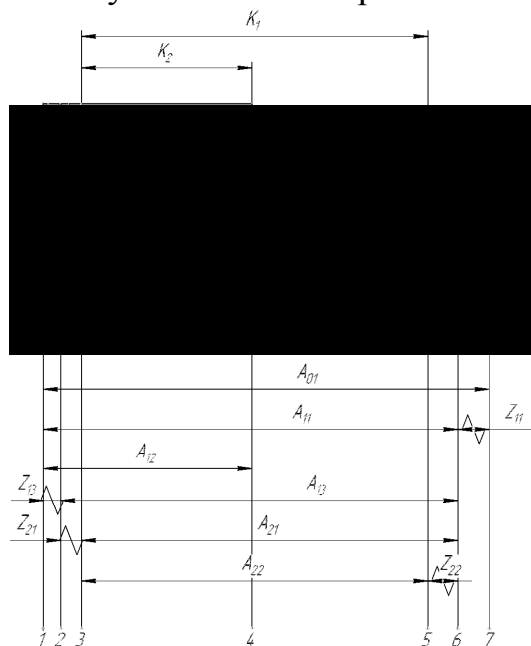


Рисунок 6 – Размерная схема для маршрута без учета компенсации погрешностей размеров

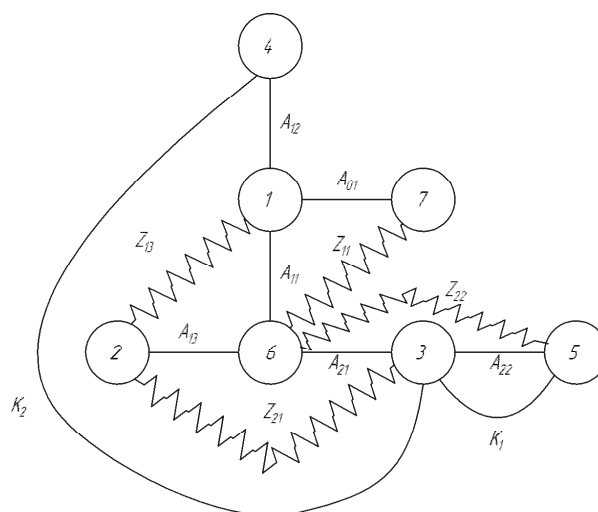


Рисунок 7 – Граф для маршрута без учета компенсации погрешностей размеров

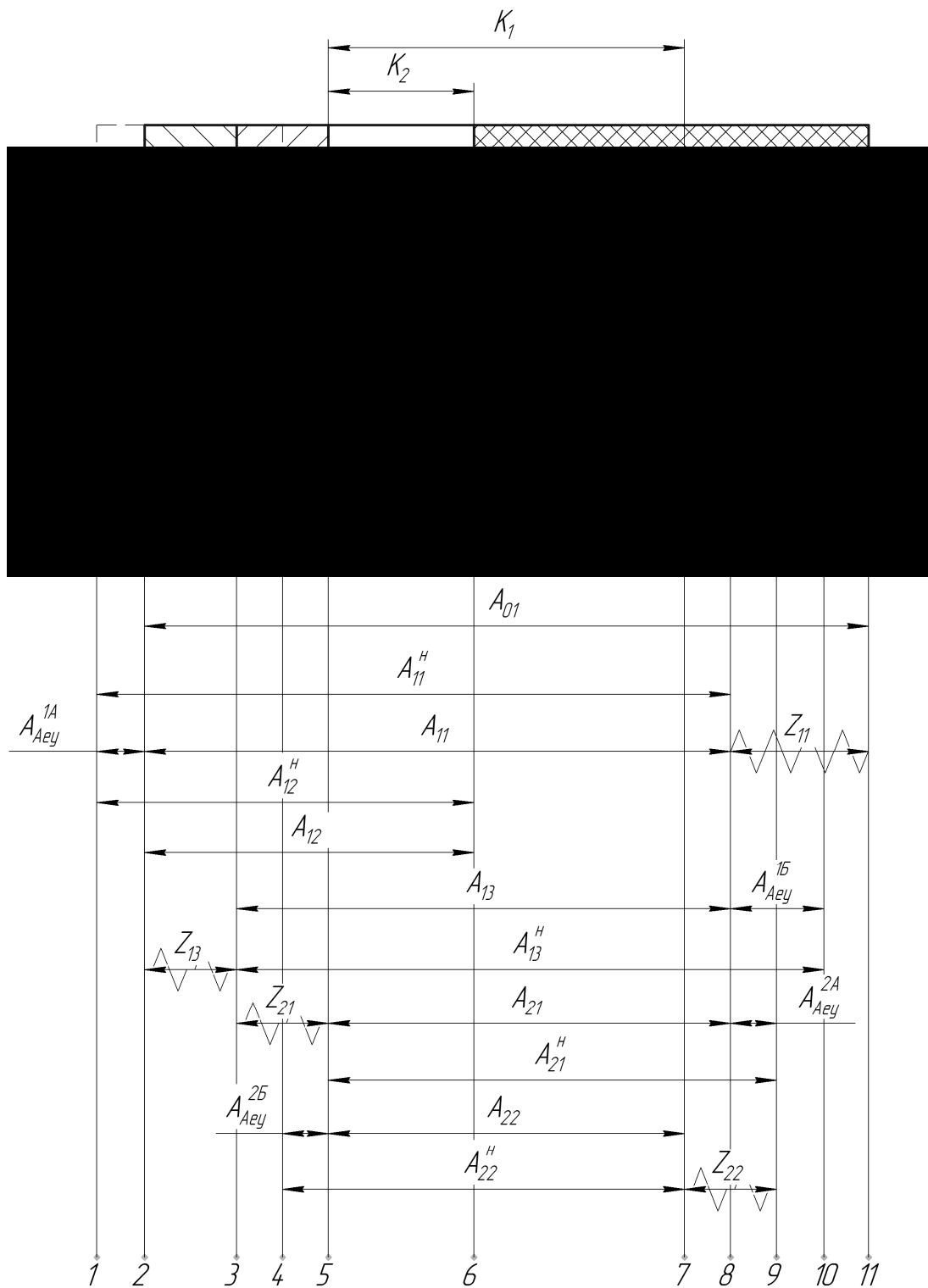


Рисунок 8 – Размерная схема для маршрута с учетом компенсирующей погрешности

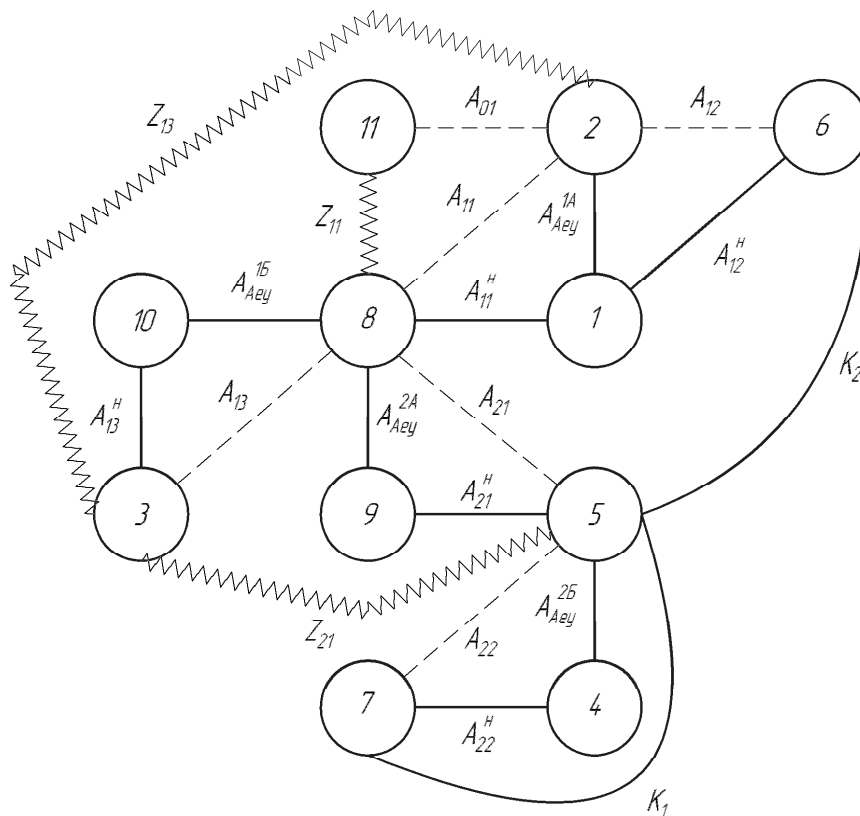


Рисунок 9 – Граф для маршрута с учетом компенсирующейся погрешности

Сравним величины допусков на замыкающий размер K_2 (рисунки 7, 9):

а) без учета компенсации погрешностей

$$TK_2 = TA_{11} + TA_{21} + TA_{12} = T_{Aey}^{1A} + TA_{11}^H + TA_{11}^Y + T_{Aey}^{1B} + TA_{21}^H + TA_{21}^Y + T_{Aey}^{1A} + TA_{12}^H + TA_{12}^Y, \quad (6)$$

б) с учетом компенсации погрешностей

$$TK_2 = TA_{11} + TA_{21} + TA_{12} = TA_{11}^H + TA_{11}^Y + T_{Aey}^{1B} + TA_{21}^H + TA_{21}^Y + TA_{12}^H + TA_{12}^Y. \quad (7)$$

При сравнении видно, что даже при малом количестве звеньев и установочных баз прослеживается значительное уменьшение допуска замыкающего звена, в данном случае, на удвоенную величину T_{Aey}^{1A} погрешности установки на первой установке первой операции.

Представленный алгоритм способен эффективно решать задачи учета компенсации погрешности закрепления для технологических размерных цепей и задачи расчета настроечных размеров.

Список литературы

1. Матвеев В.В. Размерный анализ технологических процессов / В.В. Матвеев, М.М. Тверской, Ф.И. Бойков и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.
2. Мордвинов Б.С. Расчет технологических размеров и допусков при проектировании технологических процессов механической обработки: учебное пособие / Б.С. Мордвинов, Е.С. Огурцов. – Омск: Изд-во ОмПИ, 1975. – 160 с.
3. Абрамов К.Н. Корреляция составляющих звеньев размерных цепей // К.Н. Абрамов / СТИН. – 2009. – №12. – С. 21-26.

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ НЕВОДОВЫБОРОЧНОГО КОМПЛЕКСА

Ивановская А.В., Богатырева Е.В.

Керченский государственный морской технологический университет, Керчь

Ключевые слова: неводовыборочный комплекс, надежность, эффективность, кошелькование, промысловая схема, стяжной трос, сетная стена невода, лебедка, остойчивость

Аннотация. В статье выполнен анализ факторов, влияющих на эффективность работы неводовыборочного комплекса на этапе кошелькования. Рассмотрены схемы лова кошельковыми неводами, конструкции неводов, описаны промысловые механизмы, задействованные в кошельковании невода.

Введение

Неводовыборочный комплекс (НВК) является вспомогательным технологическим оборудованием судна, техническое состояние которого самым непосредственным образом влияет на его безопасную эксплуатацию. Согласно статистике, на долю НВК приходится около 40% всех отказов по судну в целом.

Это объясняет постоянный интерес к проблемам его надежности. Под надежностью понимается способность неводовыборочного комплекса обеспечивать эффективный и безопасный лов рыбы, сохраняя при этом установленные параметры работы при соблюдении регламентированных требований к техническому обслуживанию, ремонтам и хранению. Надежность вспомогательной энергетической установки обеспечивается при проектировании судовых механизмов и установки в целом, достигается при их создании и поддерживается в процессе эксплуатации. Поэтому проблема оптимального выбора критериев неводовыборочного комплекса является актуальной.

Важность проведения исследований в области совершенствования способов добычи рыбы и, в частности, обеспечения безопасности и эффективности работы промысловых судов подтверждается рядом постановлений Федерального агентства по рыболовству Российской Федерации.

Актуальность работ по совершенствованию методов расчёта кошельковых неводов связана с их широким применением. В некоторых странах и районах Мирового океана они составляют серьёзную конкуренцию тралам. Преимущества кошелькового лова – возможность механизации процессов лова и высокая уловистость – способствовали тому, что кошельковый невод завоевал прочное место в мировом промышленном рыболовстве.

Основным недостатком исследований в данной области является их прогностический характер, так как ошибки, связанные с оценкой динамических нагрузок элементов неводовыборочного комплекса, остаются мало

изученными. Это связано, в первую очередь, с большим количеством факторов влияния и невозможности проведения достаточного количества натуральных экспериментов. Отсутствие полной информации о причинах больших энергетических затрат и частой аварийности порождают необходимость формирования многообразия фактов науки гипотетического характера. При таких обстоятельствах на первый план должны выступать лабораторные и специальные производственные исследования по установлению закономерностей технического, технологического и управленческого характера, определяющих условия минимизации энергетических затрат и вероятности отказов элементов неводооборотного комплекса, а затем, на базе накопленного опыта, формировать теоретическую базу для всесторонних исследований.

Целью данной работы является анализ факторов, влияющих на эффективность работы неводооборотного комплекса на этапе кошелькования.

Одним из этапов работы с кошельковым неводом на промысле является кошелькование. Наряду с другими этапами добычи рыбы (замет, погружение нижней подборы, подъем колец на борт судна, выборка сетной стенки и ее укладка, подсушка сливной части и выливка улова), кошелькование влияет на эффективность процесса добычи рыбы и осуществляется после погружения нижней подборы невода.

Схемы лова кошельковыми неводами

Кошельковый лов может осуществляться одноботными и двуботными судами. В первом случае лов рыбы осуществляется с одного судна, во втором - с двух.

Однако наиболее распространен в мировой практике лов с одного судна, который при высокой технической оснащенности и универсальности гораздо меньше зависит от погоды в районе промысла [1].

Все известные промысловые схемы кошелькового лова рыбы с одного судна по способу кошелькования и выборки невода можно разделить на бортовые, кормовые и носовые. По бортовой схеме кошелькование, выборка невода и выливка улова осуществляются с борта судна.

По кормовой схеме кошелькование, выборка невода и выливка улова производятся с кормы судна. По носовой схеме кошелькование и выборку невода осуществляют с носа судна, а вылировку улова – с борта.

Широкое распространение получила бортовая промысловая схема. К достоинствам этой схемы можно отнести хорошие условия при выполнении всех операций лова, к недостаткам – затягивание судна в невод при его кошельковании и выборке, значительную парусность судна и, следовательно, большие нагрузки на промысловое оборудование, что приводит к частым поломкам и выходу его из строя. Эти недостатки особенно сказываются при лове с крупных судов.

Достоинства кормовой промысловой схемы следующие: парусность судна, обращенного кормой к ветру, значительно меньше, что обуславливает при прочих равных условиях меньшие нагрузки на промысловые механизмы при кошельковании и выборке

Наименее разработана носовая промысловая схема[2].

Таким образом, наибольший интерес представляет оптимизация работы промысловых механизмов с целью минимизации эффекта затягивания судна в невод в процессе кошелькования при бортовой схеме лова.

Конструкции неводов

Конструкция рыболовных судов и их оснащение постоянно изменяются с изменением района промысла, а также условий окружающей среды.

При оптимизации конструкции невода его характеристики связывают с объектом лова и промысловым судном. Это предопределяет тенденцию к созданию уникальных разновидностей неводов для каждого конкретного вида рыб, типа судна и промысловых условий.

Эффективность захвата скопления рыбы кошельковым неводом определяется в общем случае тем, насколько обоснованы его габариты, построечная форма, скорость погружения стенки на необходимую глубину, быстрота выполнения операций замета, кошелькование и выборка орудия, а также целесообразностью подбора ассортимента сетематериалов.

Успешный охват и кошелькование скопления при его окружении с боков и подхвате снизу не всегда гарантирует положительный результат, поскольку рыба может в некоторых случаях уйти над верхней подборой из-за ее притапливания, вызванного давлением косяка на стенку невода или иным причинам, зависящими от конструкции невода. Другая проблема связана с тем, что такие быстроходные рыбы, как тунец, требуют хорошего кислородного обмена и в замкнутом пространстве быстро погибают и тонут. «Залегший» примерно через 10 минут после поимки косяк, вызывает большие осложнения с выливкой улова и подъемом сетных частей невода.

Для предотвращения ухода косяка над верхней подборой и его «залегания» увеличивают скорость выполнения операций кошелькования и выборки невода. Кроме этого, совершенствуют оснастку верхней подборой, конструкцию и количество сливных частей, шторки для предотвращения ухода рыбы, а также применяют специальные эксплуатационные приемы.

Наряду с конструированием уникальных неводов в современном кошельковом лове присутствует противоположная тенденция — создание унифицированных типов этих орудий лова. Это связано с тем, что по мере развития океанического промысла увеличивается количество эксплуатируемых районов и видов рыб, а, следовательно, и разнообразие конструкций неводов. Одно и то же судно в течение года работает в разных местах и на различных объектах. Поэтому с этой стороны иметь кошельковые невода для каждого случая становится нерациональным.

Обычно универсализация неводов осуществляется за счет технических решений, позволяющих быстро изменять их длину и ассортимент дели.

Особенности процесса кошелькования в случае неполного расправления сетной стены невода были рассмотрены в работе В.П.Зверькова [3]. Им была предпринята попытка охарактеризовать эти особенности кошелькования путем анализа фактических данных. Этот процесс разделяется на три этапа, отличающиеся характером изменения нижней подборой глубины своего

расположения в толще воды. Однако все еще не были освещены особенности процесса кошелькования применительно к случаям лова, практикуемым на промысле, при которых выборку стяжного троса начинают, не дожидаясь полного распрямления сетной стены невода.

Для характеристики процесса кошелькования приняли параметр $\lambda = \frac{L_i}{L_0}$.

Будучи отношением длины невыбранного участка стяжного троса в любой момент кошелькования L_i к первоначально вытравленной длине троса стяжного троса L_0 , параметр λ , изменяясь при кошельковании от 1 до 0, является показателем незакошелькованности невода в любой момент времени.

Изменение показателя глубины погружения нижней подборы в связи с изменением показателя незакошелькованности невода, изображенные на рис.1, обладают одинаковыми особенностями независимо от того, при какой исходной глубине начинается выборка стяжного троса. Значения показателей незакошелькованности λ и глубины погружения y/H_n вычисляли через каждые 2 м кошелькования.

В результате исследований получена формула приращения глубины погружения нижней подборы

$$\Delta y = 0,0036L_0(5,95 - 3,76 y/H_n), \quad (1)$$

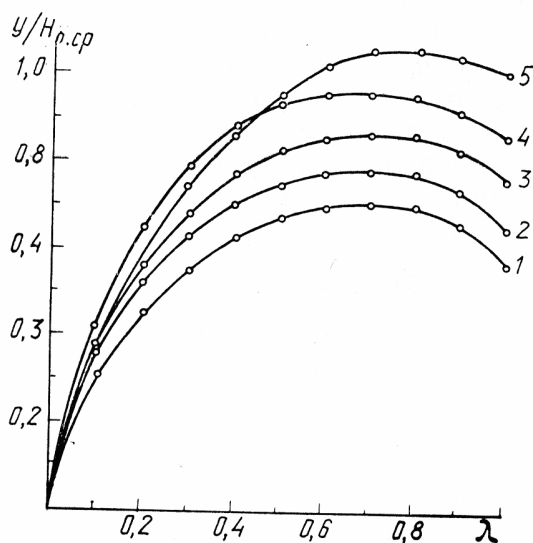


Рисунок 1 – Зависимость $y/H_{n,ср} = f(\lambda)$: 1, 2, 3, 4, 5 – номера групп заметов

где L_0 – первоначально вытравленная длина стяжного троса;

y/H_n – показатель глубины погружения.

На основании полученной формулы (1) сделан вывод: приращение глубины погружения нижней подборы на первом этапе кошелькования зависит от длины невода (длина невода в приближении L_0) и показателя y/H_n , но не зависит от скорости выборки стяжного троса, что может быть использовано при исследовании кошелькования унифицированных неводов.

Промысловые механизмы

Основным промысловым механизмом при кошельковом лове является лебедка. Кошелькуют невод за один или оба конца одновременно. Когда стяжные кольца ёподходят к борту судна, барабаны лебедки берут на тормоза, освобождают стяжной трос от колец или оставляют их на тросе. В процессе

кошелькования скорость тяги изменяют в широком диапазоне от наибольшей в начале кошелькования до наименьшей при подходе колец к борту судна.

Эти основные промысловые требования предопределили конструктивную схему лебедок. Лебедка для кошелькования невода имеет обычно два барабана, тормозную систему и систему регулирования скоростей. По мере развития кошелькового лова и техники рыболовства совершенствовались отдельные узлы, системы и вся лебедка в целом. По традиционной бортовой схеме кошелькового лова кошелькование производится с борта, поэтому кошельковые лебедки размещают на судне так, чтобы их грузовой вал располагался вдоль диаметральной плоскости.

В этом случае облегчается проводка стяжного троса, уменьшается количество роликов и перегибов троса.

В связи с тем, что большинство применяемых для кошелькового лова судов – многоцелевые, расположение механизма лебедки диктуется конкретными и нередко противоречивыми требованиями. Это обусловило появление конструкций тралово-сейнерных лебедок или поворотных сейнерных лебедок. В последних корпус может поворачиваться относительно основания на 90° . В этом случае грузовой вал и барабаны можно располагать как вдоль, так и перпендикулярно диаметральной плоскости судна. Такая конструктивная схема лебедок была в свое время широко распространена, особенно на мелких судах. Однако создание поворотных лебедок для более крупных судов встретило серьезные трудности. Как известно, траловая лебедка имеет два навивных барабана и грузовой вал и располагается перпендикулярно диаметральной плоскости судна. Конструктивное решение, удовлетворяющее этим требованиям — создание, комбинированных тралово-сейнерных лебедок.

Тралово-сейнерные лебедки имеют, кроме ваерных барабанов, расположенных перпендикулярно к диаметральной плоскости судна, еще два барабана (обычно турачки), расположенные под углом 90° к ваерным. По существу это две лебедки, конструктивно объединенные одним приводом. Эти лебедки громоздки, занимают на палубе много места и не очень удобны в эксплуатации.

В последние годы на большинстве судов кошелькового лова устанавливают обычные траловые лебедки. Несмотря на некоторые неудобства, связанные с проводкой стяжного троса, применение лебедок с барабанами навивного типа дает существенные преимущества с точки зрения более безопасной выборки каната, удобства его раскладки с помощью механических раскладчиков; кроме того, уменьшается количество людей, занятых при кошельковании; отпадает необходимость в намотке троса па выюшку, поскольку стяжной трос может выметываться с барабана лебедки. В связи с этим в последнее время лебедки с обычными фрикционными барабанами заменяют на траловые или модернизируют, заменяя турачки на навивные барабаны, оснащая последние канатораспределительным устройством.

Выводы

Из анализа литературных данных [2, 4-7] можно сделать вывод, что для надежной, эффективной и безопасной работы неводовыборочного комплекса на этапе кошелькования необходимо, чтобы:

1) даже для безотказно работающей лебёдки весьма важно такое расположение её на судне, при котором крен судна при кошельковании и выборке не достигал критических значений;

2) кошельковый невод должен быть верно подобран с учетом района плавания, гидрометеорологических условий, промыслового оборудования;

3) при определении сил динамических нагрузок, действующих на лебедку, следует учитывать форму и силы натяжения сетного полотна, силу тяжести невода, силу лобового сопротивления сети.

Таким образом, для обеспечения эффективной и безопасной работы неводовыборочного комплекса, в частности, на этапе кошелькования, необходима комплексная оптимизация эксплуатационных параметров перечисленных факторов.

Список литературы

1. Дверник А.В. Устройство орудий рыболовства / А.В. Дверник, Л.Н. Шеховцев. – М.: Колос, 2007. – 272 с.
2. Карпенко В.П. Механизация и автоматизация процессов промышленного рыболовства/ В.П. Карпенко, С.С. Торбан. – М.: Агропромиздат, 1990. – 464 с.
3. Зверьков В.П. Особенности процесса кошелькования в случае неполного расправления сетной стены невода // Рыбное хозяйство –1976. – №3 –С. 56-59.
4. Ананьев Д.М. Моряку об остойчивости / Д.М. Ананьев, М.В. Набиканова, Ю.И. Нечаев, Н.Б. Севастьянов; под ред. Н.Б. Севастьянова. – Калининград: Книжное издательство, 1972. – 244 с.
5. Баранов Ф.И. Техника промышленного рыболовства. – М.: Пищепромиздат, 1969. – 656 с.
6. Бачище А.В. Расчет и проектирование судовых грузоперерабатывающих устройств. – Калининград: КТИРПХ, 1992. – 256 с.
7. Бродский И.Л., Суднин В.М. Определение натяжения стяжного троса на второй стадии кошелькования / И.Л. Бродский, В.М.Суднин // Рыбное хозяйство – 1976. – №6 –С. 57-60.

**НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ
В ОБЛАСТИ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**SCIENCE AND EDUCATION
IN THE FIELD OF MECHANICAL ENGINEERING**

АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ПОКРАСКИ КОРПУСА БТР

Серикова М.Г.

*Армавирский механико-технологический институт (филиал) ФБГОУ ВПО
«Кубанский государственный технологический университет», Армавир*

Ключевые слова: бронетранспортер, корпус, технологический процесс, окраска.

Аннотация. Рассмотрен технологический процесс окраски корпуса бронетранспортера с применением порошковой покраски.

Бронетранспортер (БТР) предназначен для размещения экипажа и десанта, защиты их от огня стрелкового оружия, а также от непосредственного воздействия светового излучения, радиоактивных и отравляющих веществ. Корпус обеспечивает машине плавучесть и является остовом, соединяющим в единое целое механизмы, узлы и агрегаты, расположенные внутри и снаружи машины.

Корпус – основная деталь БТР. Изготавливается из бронированной стали, и служит не только для защиты от внешних поражающих факторов экипажа БТР, но и для базирования на нём остальных составных частей машины. Корпус имеет сложную форму, что ведёт к усложнению технологического процесса его изготовления и покраски.

До недавнего времени процесс покраски корпуса БТР производился по устаревшей технологии, с применением грунтовых материалов, многоступенчатым процессом покраски эмалью, продолжительным процессом сушки покрытия. На замену данному технологическому процессу предлагается разрабатываемый, более современный и технологичный технологический процесс, с применением технологии порошковой покраски.

Технологический процесс получения покрытий из порошковых красок включает в себя три основные стадии: – подготовка поверхности; – нанесение порошковой краски; – формирование (полимеризация) покрытия.

Качество покрытия зависит от соблюдения технологических режимов всех стадий перечисленного процесса. При этом, в первую очередь учитываются условия эксплуатации изделия, материал из которого изделие изготовлено. От этих факторов зависит выбор способа подготовки. На рисунке 1 показана основная камера покраски для корпуса бронетранспортера.

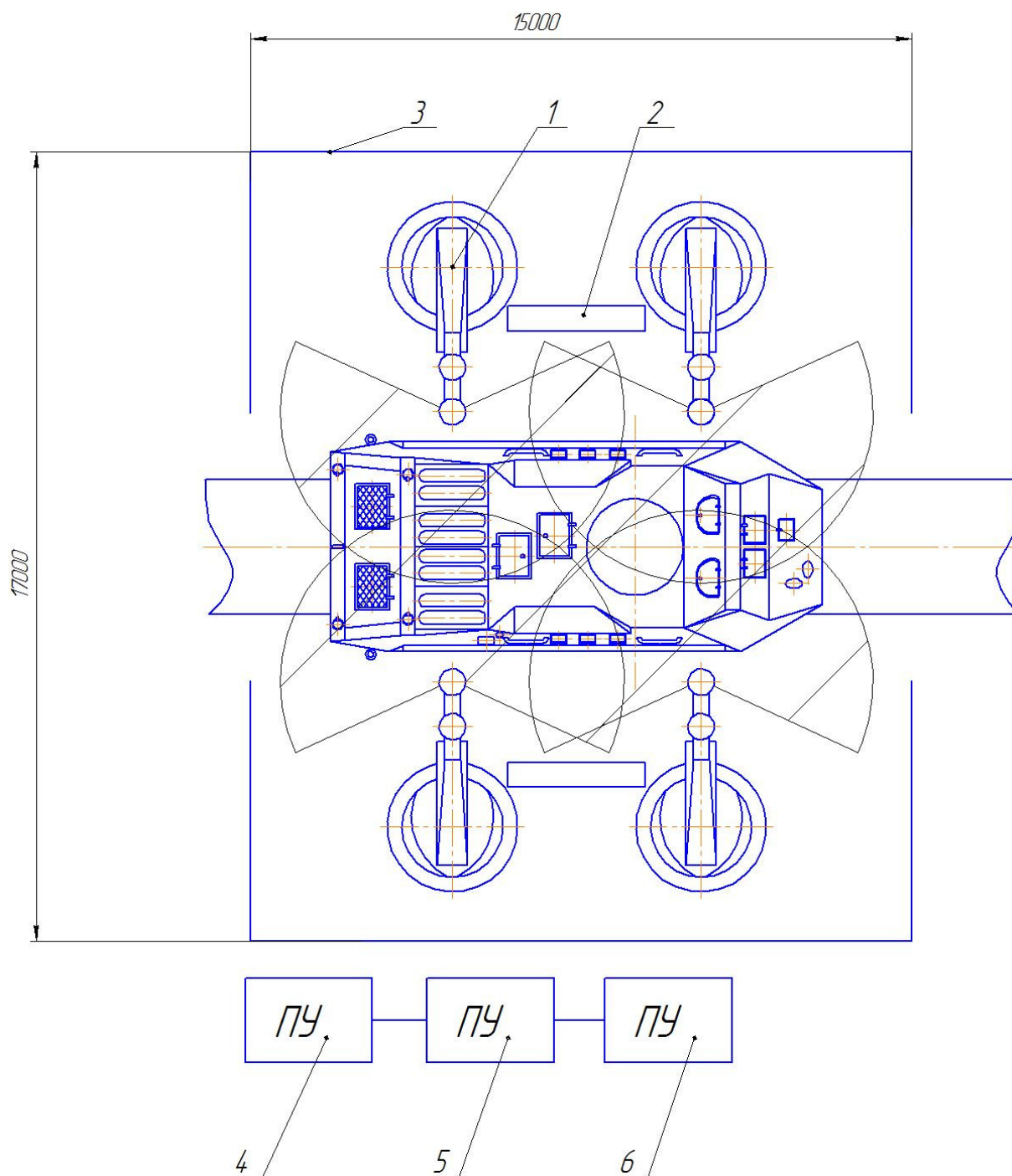


Рисунок 1 – Компоновка камеры покраски корпуса БТР

Каждая камера автоматической линии оборудована приточно-вытяжной вентиляцией и имеет герметичный корпус.

Список литературы

1. Ревенко Н.Ф. и др. Организация производства и менеджмент на предприятиях машиностроения. Учебник. – Екатеринбург - Ижевск, 2003.
2. Грачёва К.А. и др. Организация и планирование машиностроительного производства. Учебник. – М.: Высшая школа, 2003.

УДК 612.870

ЗАЩИТНОЕ УСТРОЙСТВО ОТ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВЫСОКОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ГРУЗОВОГО КАНАТА КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ КОВОЧНОГО КРАНА

Почетуха В.В., Зорин М.Е.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

Ключевые слова: нагревательная печь, манипулятор, ковочный пресс, удлиненная подвеска, высокая температура, канат, тепловое излучение, тепловые потоки, под печи, защитный экран.

Аннотация. В работе рассмотрены эксплуатация крана в условиях высокой температуры, связанной с посадкой и высадкой слитков из печи, доставкой к прессу и установкой в захватный орган манипулятора и связанные с этим проблемы и поломки. Выявлена конкретная проблема и рассматривается ее решение.

В период прохождения преддипломной практики в кузнечно-прессовом цехе ОАО "ЗСМК" при анализе работы ковочного мостового крана грузоподъемностью 50/10 тонн нами был выявлен существенный недостаток в при эксплуатации крана. Этим негативным фактором является высокая температура связанной с посадкой и высадкой слитков из печи, доставкой к прессу и установкой в захватный орган манипулятора.

Данный кран работает в условиях кузнечно-прессового цеха, целью работы которого заключается в следующем:

- загрузки слитков, металлопроката в нагревательные печи для нагрева перед ковкой;
- подача нагретых слитков и металлопроката на стол прессы,
- выполнение вспомогательных операций при ковке;
- уборки готовых поковок и остатков металла;
- загрузки термических печей для нагрева под термическую обработку;
- производства термической обработки поковок и деталей;

Анализируя работу крана, видно, что он работает в условиях очень высоких температур. Температура нагрева заготовки в печи достигает 1200-1300 °С, а температура подвески может нагреваться до 500 °С [2]. При такой температуре от подвески нагревается и сам канат. Рассматривая механические свойства канатной стали мы видим, что увеличение температуры нагрева стали до 500 °С приводит к уменьшению предела прочности в 1,5 раза [1]. По этой причине долговечность каната уменьшается и выходит из строя. Этому же соответствуют и другие факторы при эксплуатации:

- использование укороченной подвески;
- использование каната не подходящего к условиям работы;
- тепловые потоки и тепловое излучение от заготовки и пода печи.

Моделирование технологического процесса в лабораторных условиях показало, что с этими негативными факторами можно бороться следующим образом:

- установка на подвеску защитного экрана;
- использовать удлиненную подвеску с защитным кожухом.

Использование удлиненной подвески с защитным кожухом 3, поможет от прямого теплового излучения, а защитный экран 8, поможет отводить тепловые потоки 2 от подвески и создаст тепловую тень на всю высоту каната, которая представлена на рисунке 1. Сама конструкция защитного экрана показана на рисунке 2.

Конструкция защитного экрана выполняется из стеклоткани 2. Стеклоткань крепится к каркасу экрана, сам каркас выполнен из металлических пластин 6,4 прикрепленных к защитному кожуху подвески 1 при помощи болтов 5,7.

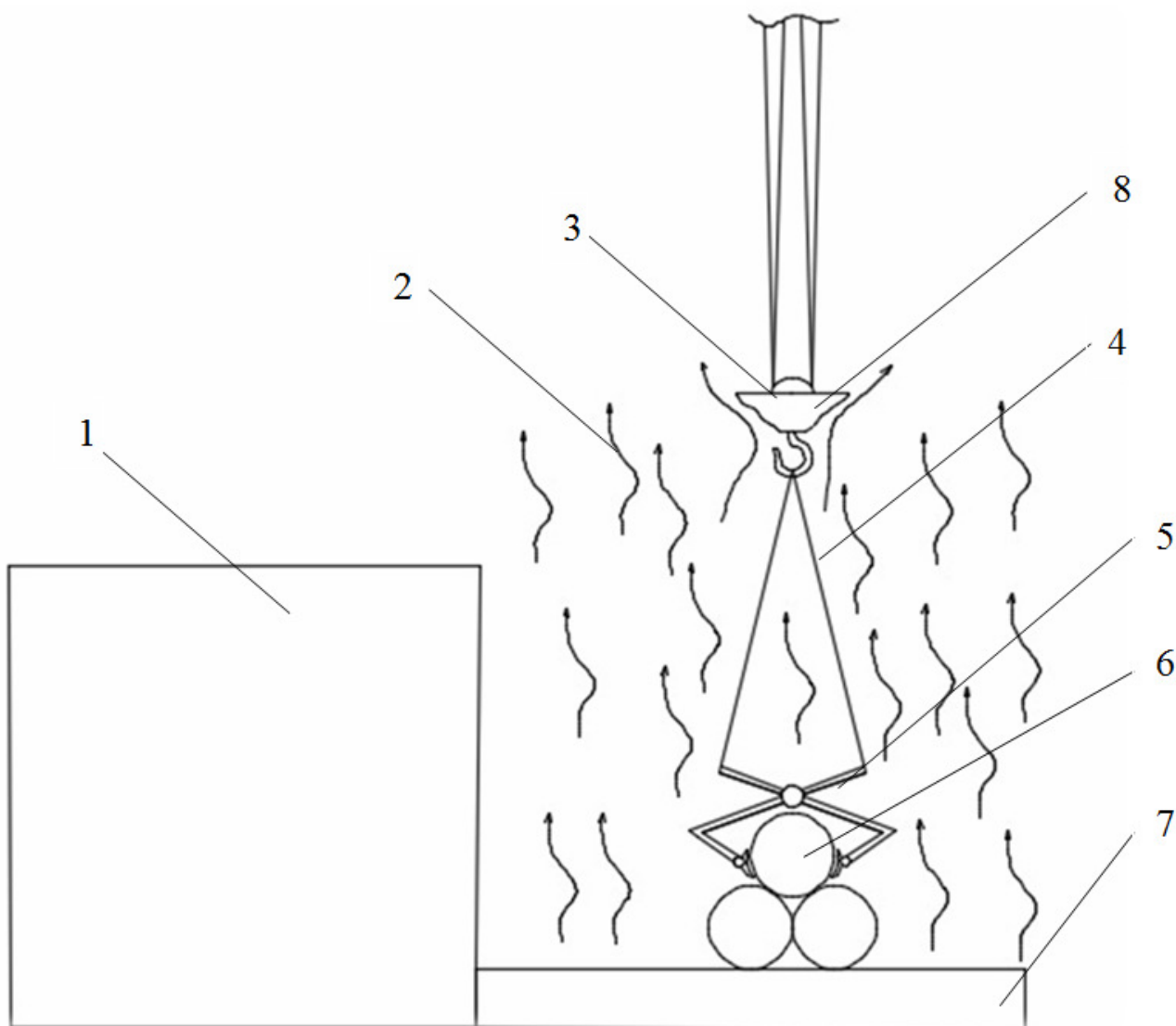


Рисунок 1 – Схема действия тепловых потоков:

1 – нагревательная печь, 2 – тепловые потоки, 3 – подвеска с защитным кожухом, 4 – цепь, 5 – клещевой захватный орган, 6 – нагретая заготовка, 7 – под печи, 8 – защитный экран.

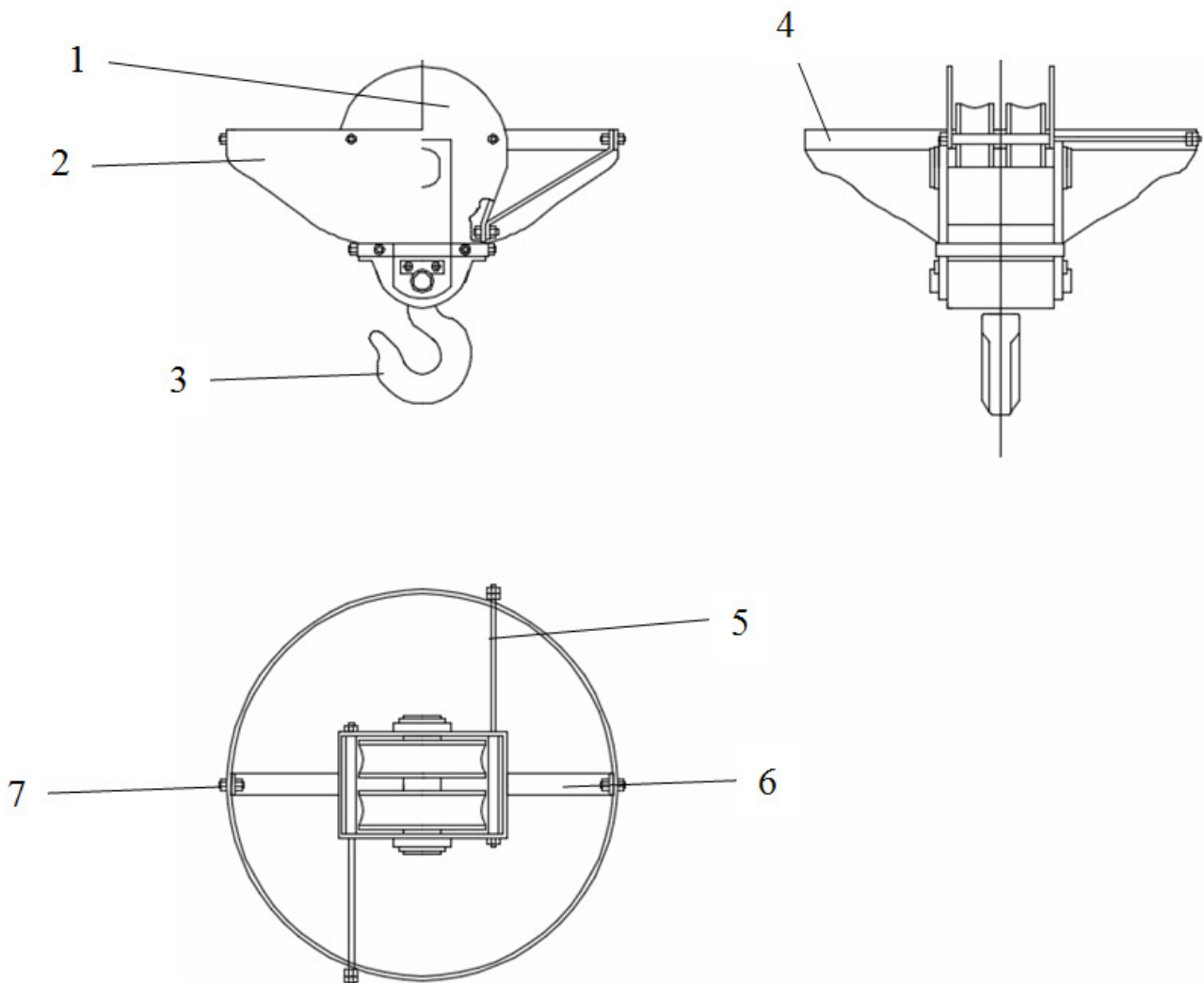


Рисунок 2 – Конструкция защитного экрана.

1 – подвеска с защитным кожухом, 2 – стеклоткань, 3 – крюк, 4,6 – крепежные пластины, 5,7 – соединительные болты.

Данная конструкция отводя тепловые потоки от подвески, уменьшит температуру блоков и самого каната, что позволит увеличить срок службы каната, уменьшить простои и экономические затраты на ремонт.

В результате проведенных мероприятий удалось увеличить срок службы канатов ковочного крана в 1,3 раза, что позволило получить экономический эффект в размере около 50000 рублей.

Список литературы

1. Руденко Н.Ф., Александров М.П. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. Изд.3-е. – М.: Машиностроение, 1971. – 464 с.
2. Павлов Н.Г. Примеры расчетов кранов. Изд. 3-е. – Л.: Машиностроение, 1967. – 345 с.

УДК 621.795.3

ВЫБОР ПРИНЦИПАЛЬНОГО ВАРИАНТА ОКРАСКИ КОРПУСА БРОНЕТРАНСПОРТЕРА

Серикова М.Г., Терехов В.М.

*Армавирский механико-технологический институт (филиал) ФБГОУ ВПО
«Кубанский государственный технологический университет», Армавир*

Ключевые слова: корпус, окраска, линия, дробеструйная камера, камера полимеризации, камера сушки.

Аннотация. Рассмотрена проблема окраски корпуса бронетранспортера с улучшением качества покрытия в автоматическом режиме с использованием в технологическом процессе окраски современных материалов.

Проблема обеспечения качества покраски корпуса бронетранспортера на ОАО «81-БТРЗ» с каждым годом приобретает всё более актуальный характер. При современном уровне науки и техники окраска корпуса может проводиться без использования ручного труда, в автоматическом режиме и с использованием более современных материалов, чем материалы и оборудование, используемые в базовом технологическом процессе.

В проектируемом технологическом процессе были учтены последние достижения науки и техники, что позволит сократить время обработки детали, улучшить качество покрытия за счёт использования новых материалов, уменьшить себестоимость.

При проектировании также было принято решение о введении автоматизированной линии, что позволит значительно сократить долю ручного труда, автоматизировать процесс подготовки детали к окраске, и последующего контроля.

Для покрасочной операции корпуса БТР в целях экономии времени и средств, облегчения труда рабочего (подготовка детали к покраске, подача в рабочую зону камеры окраски, процесс окраски, вывод детали из рабочей зоны) необходимы: ленточный транспортер, осуществляющий перемещение детали по ходу технологического процесса, дробеструйная камера, роботизированная покрасочная камера, сушильная камера, камера химической обработки, лазер, контролирующей толщину и качество покрасочного покрытия. На транспортере деталь закреплена в специальном приспособлении. В полном комплекте автоматическая линия занимает производственную площадь 200 м².

Компоновка автоматической линии для покраски корпуса бронетранспортера представлена на рисунке 1.

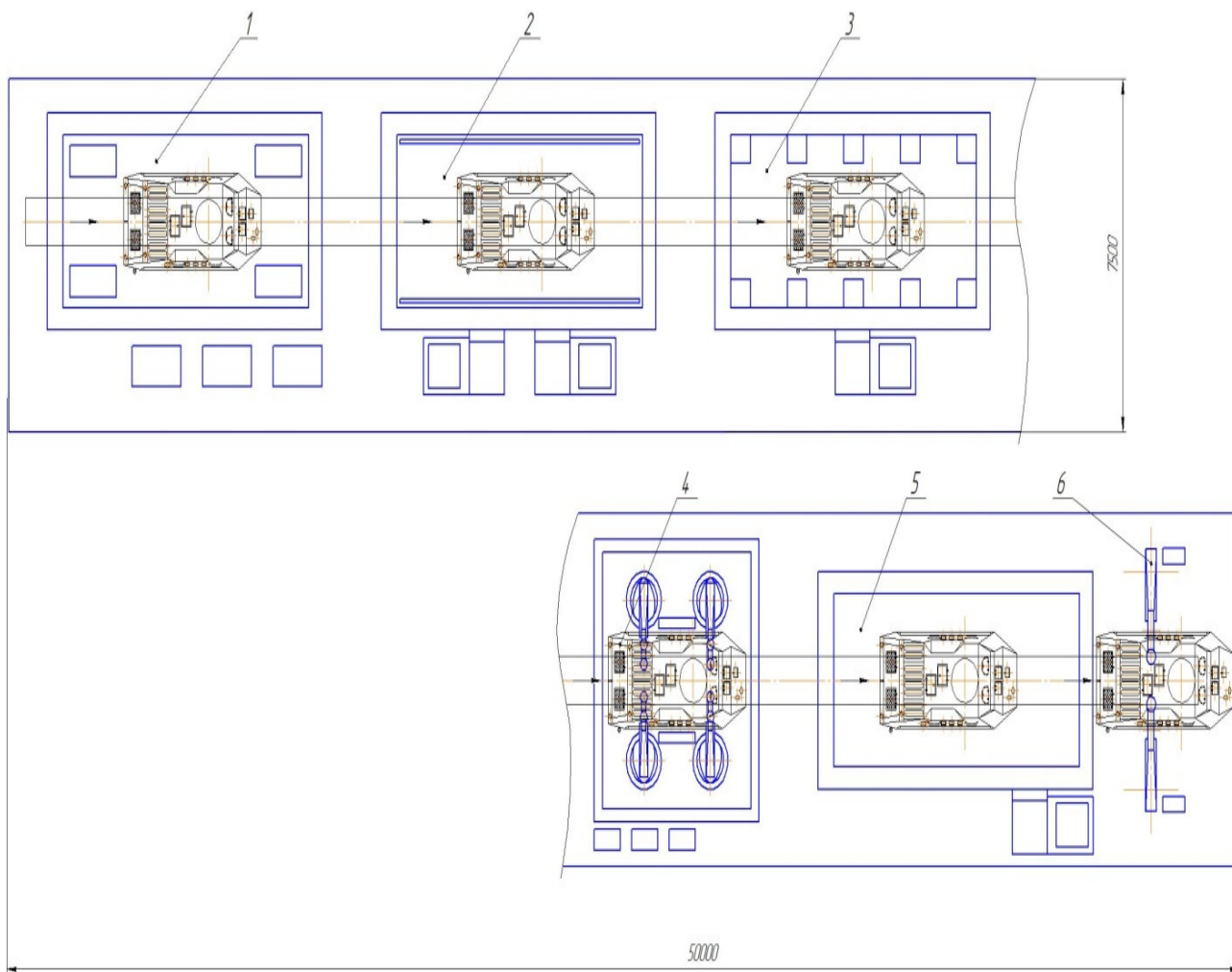


Рисунок 1 – Компоновка автоматической линии:

1 – дробеструйная камера; 2 – камера химической обработки; 3 – сушильная камера; 4 – камера покраски; 5 – камера полимеризации; 6 – контрольные сканеры

Список литературы

1. Ревенко Н.Ф. и др. Организация производства и менеджмент на предприятиях машиностроения. Учебник. – Екатеринбург - Ижевск, 2003.
2. Грачёва К.А. и др. Организация и планирование машиностроительного производства. Учебник. – М.: Высшая школа, 2003.

УДК 621.870.001

НАПРАВЛЯЮЩЕЕ РОЛИКОВОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ МОСТОВОГО КРАНА №35 Q=15/3Т

Почетуха В.В., Куприянов В.О.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

Ключевые слова: реборда колеса, подкрановый рельс, торцевая балка, мост крана, направляющий ролик, ферма моста.

Аннотация. В данной работе рассмотрены основные проблемы при эксплуатации мостового крана, связанные с дополнительным направлением моста крана вдоль подкрановых путей. Приведены возможные решения этой проблемы, а именно использование направляющих роликов для дополнительного ориентирования крана относительно осей рельсов. На схеме подробно представлена конструкция данного предложения. Подведены итоги, к чему приведут данное устройство.

В процессе выполнения дипломного проекта по мостовому крану №35 Q=15/3т была выявлена проблема перекоса моста крана, которая приводит к ремонтам и простоям, которые вызваны повышенным износом реборд ходовых колес моста крана и боковой поверхности головки подкранового рельса.

Рассмотрим эту проблему поподробнее.

Основными причинами износа подкранового пути являются:

- недостаточная жесткость фермы моста;
- напряжения, вызываемые нагрузками в элементах подкранового пути, выше, чем допускают выбранные материалы;
- неисправности в механизме передвижения моста крана и элементах подкранового пути;
- несинхронность запуска двигателей;
- нарушение правил технической эксплуатации кранов.

Это может привести к выходу из строя подкранового рельса раньше срока его службы.

Чаще всего встречающиеся виды разрушения подкранового рельса - срезание боковых граней рельса в результате перекоса ходовых колёс фермы и моста или местного или общего сужения (расширения) расстояния между осями подкранового рельса. При движении крана вследствие недостаточной жесткости фермы моста и отсутствия разбега ходовых колёс одна сторона моста забегает вперёд, реборды ходовых колёс, упираясь в боковую грань подкранового рельса, срезают стружку. При большом износе кран сходит с рельсов. Большие усилия, возникающие при заклинивании моста, не только останавливают кран, но и разрушают крепления подкранового пути, что требует проведения длительного и дорогостоящего ремонта [1].

В местах стыка рельсов срезание боковых граней и износ поверхности качения наиболее интенсивные из-за дополнительного действия ударных нагрузок [1].

Все случаи перекоса колёс приводят к возникновению изгибающих, растягивающих и сжимающих напряжений в ферме моста и пропорциональным деформациям металлоконструкций крана в зависимости от сочетания этих напряжений. Чем больше базовая длина моста, тем больший уровень деформаций и неравномерность нагрузки колёс, кроме того, весьма существенную роль играет положение тележки с грузом и чем ближе тележка к оси колонн, тем перекосы крана и износ выше [1].

Основной износ пары рельс-колесо происходит от действия поперечного скольжения, а продольное качение приводит к интенсивному износу только в режимах пробуксовки и юза. Износ колес и рельсов при действии ударных нагрузок наиболее интенсивен [1].

В нашем случае повышенный износ конструктивных элементов крана, а именно ходовых колес и подкрановых путей, возникает в результате перекоса моста крана, выявленный контролирующими органами. Для того чтобы продолжить эксплуатацию данного крана необходимо провести дополнительные ремонты по упрочнению конструкций моста и обеспечения соосных перемещения ходового колеса относительно подкранового рельса.

Для решения данной проблемы крана рекомендован ремонт. Во время данного ремонта необходимо усилить жесткость фермы крана путём приварки раскосов к ферме и стенкам поперечной балки, изменить конструкцию типовых (проектных) ходовых колёс на колёса с ровным профилем реборд повышенной высоты, для которых обеспечивают в дальнейшем систематическую смазку боковых граней рельсов. При этом смазку необходимо проводить аккуратно и по регламенту, так как попадание смазки на катающую поверхность колеса и рельса снижает трение, порождая режимы буксования и юза [1].

Однако проведение данных работ не устраняет все вышеперечисленные недостатки и дальнейшая эксплуатация крана показывает, что уменьшенный перекося все равно вызывает износ реборд колеса и рельсов.

Анализ изученной литературы по данной проблеме позволил найти решение, которое описаны в источниках [2-5].

Чтобы избежать трения реборд о рельсы, необходимо ограничить величину перекосов крана с помощью специального устройства.

К таким устройствам относится, например, известный ограничитель перекоса опор крана мостового типа [2], содержащий датчики положения крана относительно одного рельса подкранового пути с концевыми выключателями, которые приводятся в действие от механического устройства, контактирующего с рельсом. Недостатками данного изобретения являются сложность и низкая надежность механического привода датчиков по сравнению с бесконтактными, а также отсутствие реакции этого устройства на боковые смещения крана. Последнее значительно снижает его возможности регулирования положения крана на подкрановом пути.

Данную проблему в СССР решали с помощью индикатора часового типа [3].

В известном устройстве показания индикатора не дают представления об истинных отклонениях торцевой плоскости колеса из-за того, что контроль

ведется отвлеченно от положения рельса и не обеспечивает их взаимосвязи, что приводит к снижению качества контроля и точности измерения.

Наиболее близким по технической сущности и достигаемому результату к заявляемому техническому решению является устройство для контроля положения ходовых колес подъемно-транспортного средства, содержащее измерительную штангу с измерительным прибором и узел крепления к контролируемому колесу, связанный с измерительной штангой [4].

Недостатком известного устройства является сложность конструкции из-за наличия лазера, а также недостаточно высокая точность при измерении положения ходового колеса относительно рельса, так как опора устройства устанавливается по оси рельса визуально, без применения дополнительных средств типа противовеса и может занимать любое угловое (пространственное) положение.

Наиболее подходящим для решения данной проблемы является устройство, описанное в источнике [5]

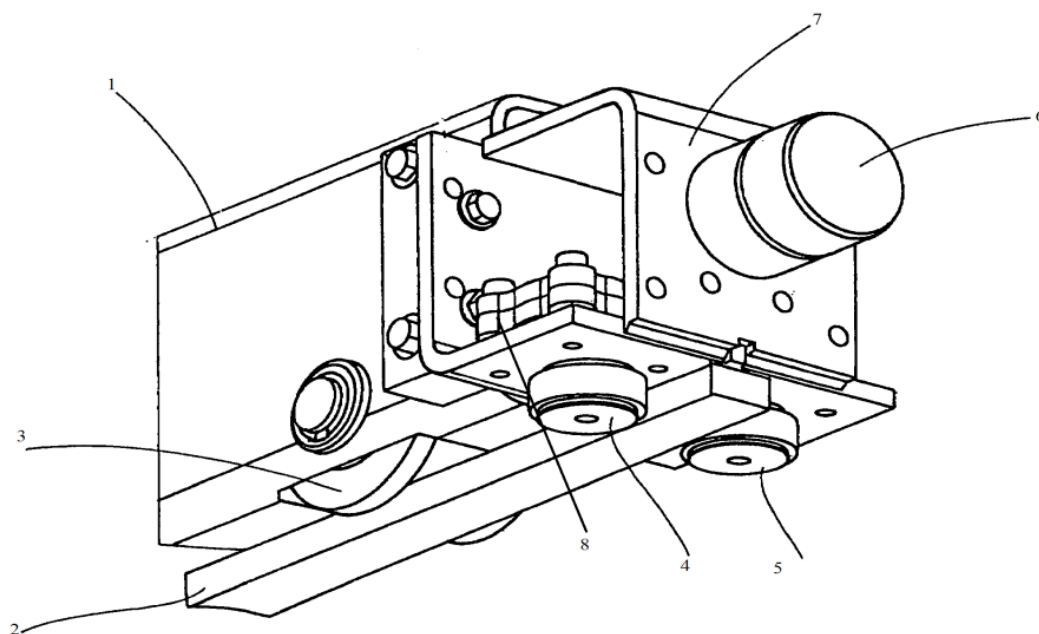


Рисунок 1 – Направляющее роликовое устройство

1 – концевая балка, 2 – подкрановый рельс, 3 – ходовое колесо, 4,5 – направляющие ролики, 6 – буфер, 7 – дополнительная конструкция, 8 – зубчатый венец

Мостовые краны движутся по ориентированным параллельно друг другу подкрановым рельсам, установленным рядом с концами кранового моста. Крановый мост проходит между двумя ориентированными параллельно друг другу крановыми головными балками, на которых с возможностью вращения установлены крановые колеса. При этом следует различать крановые колеса, которые воспринимают нагрузку и являются, тем самым, собственно крановыми колесами, и направляющие ролики, которые удерживают крановые головные балки на рельсе. Боковое ведение с учетом износа головки рельса не должно осуществляться крановым колесом, т.е. его реборда не должна соприкасаться с головкой крана. За счет этого возникло бы трение скольжения,

в результате чего преждевременно изнашивается бы реборда или головка рельса. Направляющие ролики, напротив, позволяют избежать такого трения скольжения [5].

Сущность данного устройства:

На концевой балке (1) мостового крана, установлена дополнительная конструкция (7), к которой крепятся ролики (4,5), имеющие форму подкранового рельса (2). Ролики вращаются и устанавливаются на определенном расстоянии от центра оси кранового колеса (3) спереди и сзади концевой балки на одной стороне моста. Ролики закрепляются с каждой стороны рельса на определенном расстоянии примерно равным ширине реборды кранового колеса. Ролики имеют определенный диаметр и марку стали, зависящие от принимаемой нагрузки. Роль данных роликов, при перекосе моста крана или ходовых колес крана, принимать нагрузку, получаемую вследствие удара от рельса на себя.[5]

Благодаря данному устройству мы избегаем трения реборды колеса о подкрановый рельс, вследствие чего повысится срок службы подкранового рельса и колес в 1,35, что приведет к получению экономического эффекта 180000 рублей. Кроме того, будут предотвращены аварийные ситуации и внезапные простои крана.

Список литературы

1. Руденко Н.Ф., Александров М.П. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. Изд.3-е. – М.: Машиностроение, 1971. – 464 с.
2. Патент №2061645 РФ. Ограничитель перекоса опор крана мостового типа / Чирков А.Н., Чирков Ю.А. – №93032644; опубл. 10.06.1996.
3. А.с. №1041492. Устройство для контроля отклонения ходового колеса крана от вертикальной плоскости / Кулаов Ю.Н. – №3423683; опубл. 15.09.1983.
4. А.с. №844553. Устройство для контроля положения ходовых колес подъемно-транспортного средства / Трутень В.А. – №2712495; опубл. 07.07.1981.
5. Патент DEU №2475443 от 14.11.2008.

ПРИМЕНЕНИЕ ЭПОКСИДНЫХ СМОЛ И ПОЛИМЕРОВ ПРИ РЕМОНТЕ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Терехов В.М., Серикова М.Г., Селезнёв А.В.

*Армавирский механико-технологический институт (филиал) ФБГОУ ВПО
«Кубанский государственный технологический университет», Армавир*

Ключевые слова: автомобиль, ремонт, пластмасса, полимер, эпоксидные смолы, бампер, кузов.

Аннотация. За последние 10 лет произошли принципиальные сдвиги в области применения пластмасс в машиностроении и в автомобилестроении. Применение пластиков позволяет отказаться от дорогостоящих цветных металлов и нержавеющей сталей.

Применение пластмасс (пластиков) в конструкции автомобилей приобретает все более широкие масштабы. Это объясняется в первую очередь тем, что по ряду показателей – плотности, коррозионной стойкости, антифрикционным и электротехническим, а также технологическим свойствам – пластики значительно превосходят традиционные материалы, используемые при изготовлении автомобиля. За последние 10 лет произошли принципиальные сдвиги в области применения пластмасс в машиностроении и в автомобилестроении.

В кузовном ремонте полимеры и пластмассы применяются для заделки трещин и пробоин, выравнивая панелей и герметизации стыков, ремонта бамперов и молдингов. Эпоксиды используются в ремонтных работах в качестве клеев, герметиков, грунтовок, шпатлёвок. Эпоксидные пасты для выравнивания поверхности вместо свинцово-оловянных припоев; взамен сварки при ремонте кузовов, небольших трещин на рубашке охлаждения (до 200 мм); в клапанной коробке блока цилиндров (до 60 мм); пробоин стенок рубашки охлаждения блока цилиндров (до 25 мм); наружных трещин и обломов в головке цилиндров в месте крепления датчика указателя температуры охлаждающей жидкости.

Технология ремонта эпоксидными смолами относительно проста и не требует сложной оснастки, почему и получила широкое распространение.

При ремонте панелей кузовов автомобиля эпоксидными смолами сначала проводится тщательная очистка поврежденной поверхности. С двух сторон панели удаляется лакокрасочное покрытие с помощью пескоструйки. Если пескоструйкой воспользоваться не представляет возможности, то операцию по очистке поверхности проводят с помощью электродрели, в патрон которой вставлено приспособление с грубой шлифовальной шкуркой, или вручную напильником. Размеры и формы обрабатываемой поверхности панели кузова определяются площадью повреждения. Дополнительно, вокруг повреждения, участок шириной не менее 60 мм очищается. Сначала очищенную поверхность обезжиривают ацетоном или растворителем. После этого эпоксидную смолу подогревают в водяной бане до температуры 50...60°C, вводят в смолу

пластификатор и тщательно перемешивают, затем при непрерывном перемешивании вводят также в требуемом количестве наполнитель. Полученный состав охлаждают до комнатной температуры. За 20...40 мин до применения в эпоксидную пасту вводят отвердитель.

Затем готовят 3...4 накладки из стеклоткани соответствующие форме очищенной поверхности, но различные по размерам. Первая накладка должна перекрывать пораженное место, заходя на 20 мм на неповрежденный участок. Вторая накладка перекрывает уже первую на 20 мм (по контуру). Последняя накладка должна по размерам соответствовать всей очищенной площади.

Процесс заделывания повреждения начинается с нанесения на обезжиренную поверхность слоя смолы. Затем на этот слой накладывается кусок стеклоткани наименьшего размера, прикатывается роликом до полного удаления воздушных пузырей из-под накладки. На первый слой стеклоткани накладывают второй, предварительно нанеся слой смолы на первый, и прикатывают новый слой, а в случае необходимости и «прибивают» кистью.

Для предотвращения деформации накладки из стеклоткани при ремонте сквозных повреждений больших размеров с внутренней стороны отверстия обычно подкладывают твердую подкладку (металл, прессованный картон, фанеру), смазанную раствором полистирола в ацетоне. По окончании ремонта подкладка легко отделяется от смолы благодаря нанесенному разделителю. Процесс ремонта скоротечен и не должен превышать 1 ч. с момента, когда в смолу введен отвердитель. Окончательную обработку ремонтируемого места проводят с тем, чтобы наружная поверхность пластмассовой накладки совпала с наружной поверхностью панели кузова. Если образуется углубление, то его устраняют с помощью шпатлевки.

Список литературы

1. Селезнёв А.В., Шаманов О.В., Лоза С.А., Дедикова Т.Г. Композиты на основе эпоксидных смол с ненасыщенными фурановыми 1,3-диоксоланами перспективными в ремонтных работах автосервиса // Современные наукоемкие технологии. – 2013. – №9 . – С. 63-63.
2. <http://www.transplastik.ru/stati/51-tekhnologiya-remonta-plastikovykh-bamperov.html>

УДК 621.86.001

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ КОЛОДОК КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА МОСТОВОГО КРАНА 15/3Т

Почетуха В.В., Ткаченко С.А.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

Ключевые слова: мостовой кран, тормоз колодочный, тормозная колодка, воздуходувка, форсунка.

Аннотация. В работе рассмотрена эксплуатация мостового крана в условиях высокой температуры окружающей среды и тяжелым режимом работы тормозного механизма. Выявлена конкретная проблема и рассматривается ее решение.

В период прохождения преддипломной практики в кузнечно-прессовом цехе ОАО "ЗСМК" при анализе работы мостового крана грузоподъемностью 15/3 тонн нами был выявлен существенный недостаток при эксплуатации крана. Этим негативным фактором является высокая температура окружающей среды и нагрев тормозных колодок в процессе торможения.

Данный кран работает в условиях кузнечно-прессового цеха в пролете легких, средних ковочных и штамповочных молотов и выполняет следующие операции:

- разгрузка, перемещение и складирование металлопроката с передаточных телег;
- загрузка заготовок в печь;
- подача заготовки с печи на молот ;
- доставка готовой поковки на участок термообработки;
- перемещение и погрузки готовой продукции на передаточную телегу.

При работе крана в условиях данного цеха из-за высокой температуры окружающей среды нагреву подвержены тормозные устройства механизмов подъема, передвижения тележки, передвижения моста крана, но наибольшему тепловому воздействию подвергаются тормоза механизма подъема т.к. они подвергаются нагреву не только со стороны окружающей среды, но и со стороны тепловых потоков, вызванных транспортированием повок и заготовок от печи к молоту и от молота к печи, поэтому мы рассмотрели предложение по улучшению тормозных свойств и условий работы данного устройства в механизме подъема.

Важным условием безаварийной работы мостового крана является исправность тормозной системы, которая служит для регулировки скорости опускания груза и удержания его на весу в неподвижном состоянии [1]. Коэффициент трения зависит от свойств материалов, из которых изготовлены тормозные колодки и шкив, а также от состояния поверхности трения тормозного шкива - попадания смазочного материала, влаги, ржавчины, рисок и канавок. Для повышения стабильности и коэффициента трения и увеличения срока службы тормоза тормозные шкивы подвергают термической обработке,

чаще всего закалке токами высокой частоты до твердости не менее HRC 35. Тормозные колодки снабжают фрикционными накладками, изготовленными из смеси асбестовой ваты с различными каучуками или смолами. Такие накладки обладают стабильным и высоким значением коэффициента трения ($n = 0,3-f-0,5$). Таким образом, при работе тормоза сила трения создается при прижатии фрикционных накладок к термообработанной поверхности трения тормозного шкива[2].

При торможении кинетическая энергия движущегося механизма преобразуется в тепловую энергию нагрева поверхности трения тормоза. В тяжелом и весьма тяжелом режимах работы мостового крана температура поверхности трения тормоза может достигать 150°C и более, в зависимости от установленного тормоза и накладок [1]. Одним из недостатков фрикционных накладок крановых колодочных тормозов является то, что при сильном нагреве коэффициент трения накладки по шкиву начинает уменьшаться. При этом пропорционально уменьшается сила трения и увеличивается путь торможения, что может привести к аварии крана.

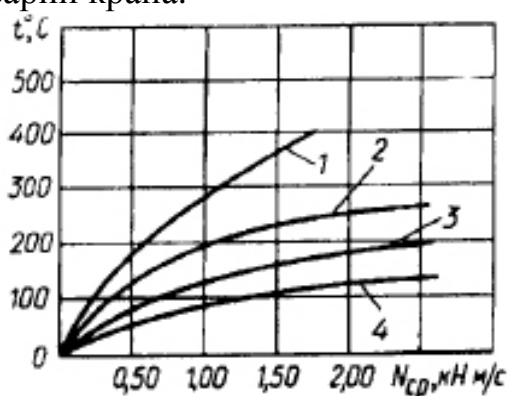


Рисунок 1 – Основные тепловые характеристики колодочных тормозов:
1 – ТК-100; 2 – ТК-200; 3 - ТК-300, 4 – ТК-400

На рисунке 1 приведены тепловые характеристики тормозов, работающих в нормальных условиях эксплуатации, т.е. при номинальном тормозном моменте, номинальном отходе тормозных колодок от тормозного шкива при разомкнутом тормозе, при работе тормозов, не закрытых кожухами, при стальном тормозном шкиве и фрикционном материале на асбестовой основе, при тяжелом режиме работы механизма[1].

При анализе работы мостового крана 15/3 т. КПЦ ОАО "ЗСМК" выявлено что в нашем механизме установлены тормоза ТКТ-300 у которых температура нагрева при максимальном тормозном моменте достигает 200°C , это подтверждается экспертным испытанием контролирующих органов. Кроме того влияние тепловых конвекционных потоков от печей и нагретых заготовок вызывают дополнительный нагрев на 50°C , что недопустимо для этого типа накладок. Данные накладки в общем имеют достаточно высокую тепловую защиту и замену на более стойкую производить нецелесообразно с экономической точки зрения. Для уменьшения теплового воздействия на тормозные механизмы мы предлагаем использовать систему воздушного охлаждения, которая описывается ниже

Данное улучшение является одним из вариантов так называемой искусственной вентиляции (обдува) и предполагает охлаждение тормозных колодок (5) с помощью искусственного обдува сжатым воздухом через многоканальные форсунки (4), создаваемого воздуходувкой (1). При искусственном обдуве коэффициент теплоотдачи увеличивается до 23...30 Вт/(м²·°С), в итоге мы получили температуру работы механизма на 50°С ниже, чем реальная температура нагрева при развитии максимального тормозного момента. В нашем случае мы обеспечиваем работу тормозного механизма в лучших условиях, чем работал этот механизм в нормальных условиях. В результате это позволило увеличить срок службы тормозных накладок на 15% вследствие чего увеличилась экономическая эффективность и экономический эффект в размере 20 тыс. руб. в год.

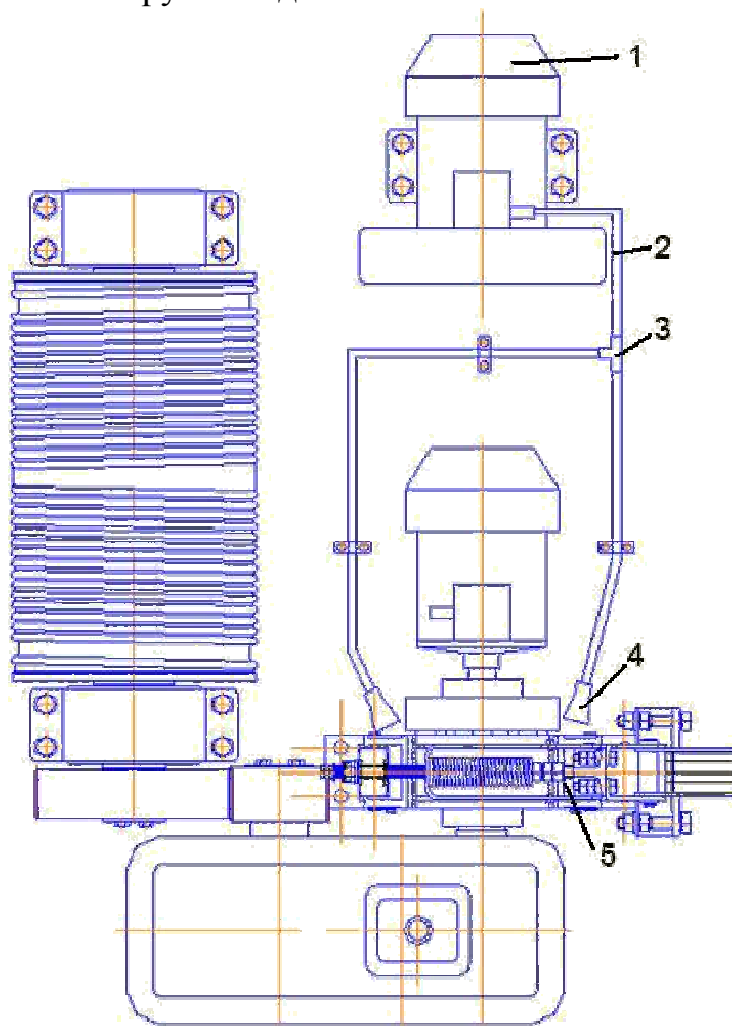


Рисунок 2 – Схема охлаждения колодок тормоза

1 – воздуходувка; 2 – воздухопровод; 3 – переходной тройник; 4 – многоканальные форсунки для сжатого воздуха; 5 – тормозные колодки

Список литературы

1. Руденко Н.Ф., Александров М.П. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. Изд.3-е. – М.: Машиностроение, 1971. – 464 с.
2. Павлов Н.Г. Примеры расчетов кранов. Изд. 3-е. – Л.: Машиностроение, 1967. – 345 с.

УДК 621.8

ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ ТРЁХМЕРНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕДУКТОРОВ В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ

Ортиков М.Н.

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара

Ключевые слова: редуктор, проектирование, модель, учебный процесс.

Аннотация. В работе приведены результаты трёхмерного моделирования вертолётного редуктора. Показаны особенности компьютерного моделирования, и сделаны выводы о полезности компьютерного моделирования в учебном процессе.

Тенденции мировой практики проектирования технических изделий с помощью CAD/CAM/CAE систем вынуждают пересматривать подходы к обучению студентов. В частности, изменения в учебном процессе коснутся выполнению курсовых проектов. В первую очередь произойдёт постепенный переход от двухмерного проектирования к трёхмерному, а в перспективе к традиционным аналитическим расчётам добавятся численные расчёты.

В данной работе мы отразим некоторые моменты при трёхмерном проектировании вертолётного редуктора. В качестве прототипа взят главный редуктор вертолёта Ми-1. Редуктор – двухступенчатый, цилиндрический, соосный. Кинематическая схема приведена на рисунке 1, а исходные данные в таблице 1.



Рисунок 1 – Кинематическая схема

Таблица 1 – Исходные данные

Тяга несущего винта	$F_T = 10 \text{ кН}$
Продольная сила несущего винта	$F_H = 0,5 \text{ кН}$
Частота вращения выходного вала	$n_{\text{вых}} = 260 \text{ об/мин}$
Мощность на выходном валу	$P_{\text{вых}} = 110 \text{ кВт}$
Частота вращения входного вала	$n_{\text{вх}} = 1650 \text{ об/мин}$
Срок службы редуктора	$t_h = 1400 \text{ ч}$
Расстояние от плоскости вращения несущего винта до плоскости крепления к подредукторной раме	$l = 550 \text{ мм}$
Режим работы	Переменный

Был проведён кинематический и энергетический расчёт редуктора с использованием программы расчёта на прочность цилиндрической передачи [1, 2]. На основании результатов расчёта была построена трёхмерная модель редуктора вертолёта с помощью системы Kompas 3D V15. Для построения

зубчатых колёс использовался модуль Shaft и библиотеки стандартных конструктивных элементов. Остальные детали и конструктивные элементы достраивались с помощью инструментов Kompas, 3D модель приведена на рисунке 2 [3].

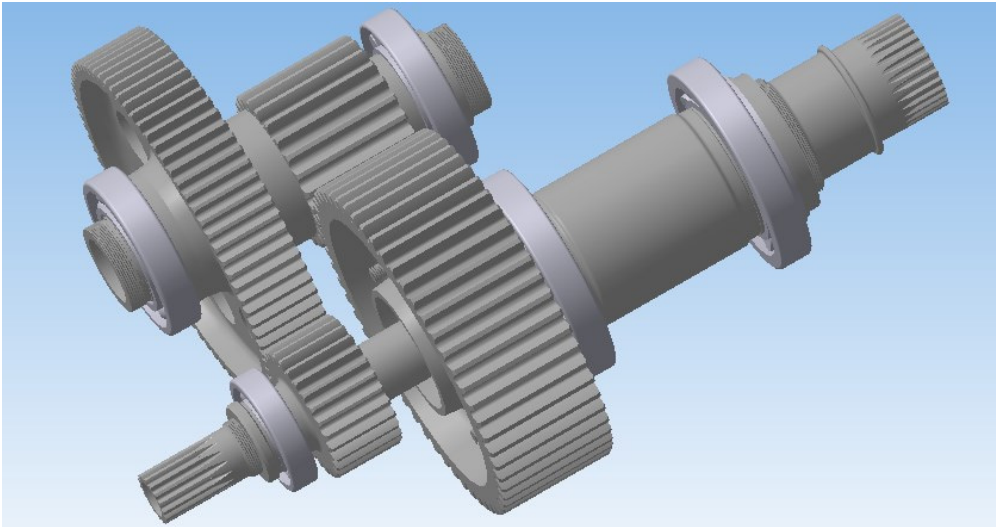


Рисунок 2 – 3D модель зубчатых передач редуктора

Наличие стандартных библиотек и модулей существенно упрощает создание модели, что немаловажно для студентов, так как происходит снижение затрат временных ресурсов. Однако есть и некоторые сложности. В стандартных библиотеках может быть отражен не весь перечень стандартных изделий, а для авиационного проектирования, как правило, вообще отсутствует библиотека нормализованных деталей и конструктивных элементов. Следует также отметить отсутствие возможности построения резьбовых поверхностей. В данной модели построение резьбы проводилось вручную. Чтобы создать резьбу сначала нам необходимо создать поверхность и цилиндрическую спираль. Далее создаем эскиз профиля резьбы и с помощью кинематической операции «вырезать» получим резьбовую поверхность (рисунок 3).

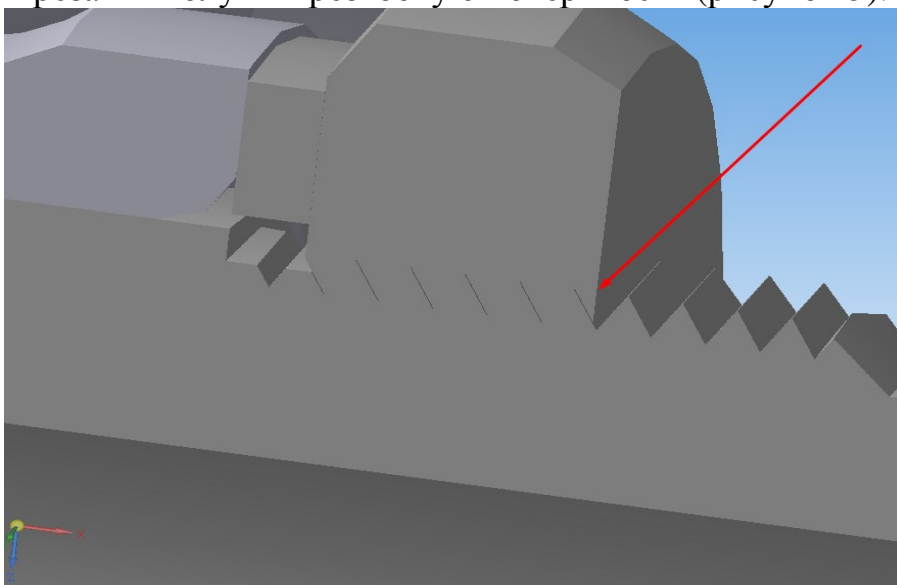


Рисунок 3 – Резьбовое соединение

Благодаря возможностям 3D моделирования мы получаем более наглядное представление о редукторе, можем рассматривать труднодоступные в чертеже соединения, детали, узлы крепления и т.д. Внедрение 3D моделирования в учебный процесс дают лучшие результаты: способствует развитию инженерного мышления, изобретательности и творческой деятельности. Это интереснее, чем выполнение чертежей в классическом виде (двухмерном) с проставленными размерами, допусками, посадками, шероховатостями и т.д. Дают возможность посмотреть предварительные размеры и конфигурацию изделий без лишних затрат времени. Это в первую очередь касается деталей со сложным профилем поверхности – корпуса.

В свою очередь имеются и некоторые недостатки. При проектировании требуются компьютер с высокими характеристиками, чтобы уменьшить затраты времени для построения, отображения модели деталей и их сборки. Ещё одним существенным минусом является многообразие систем компьютерного моделирования – SolidWorks, Catia и др. Поэтому в рамках курсового проектирования мы можем только научить основам пространственного моделирования на примере одной из САД систем. В заключении хочется отметить, что данный путь развития системы образования имеет большие перспективы и в этом направлении надо совершенствовать учебный процесс при подготовке специалистов высокой квалификации.

Настоящая работа выполнена под научным руководством к.т.н., доцента кафедры основ конструирования машин Барманова И.С.

Список литературы

1. Жильников Е.П. Курсовое проектирование по деталям машин для авиационных специальностей: метод. указания / Е.П. Жильников, А.М. Циприн, М.И. Курушин ; Под ред. Д.Е. Чегодаева. – Куйбышев: Куйб. авиац. ин-т, 1990. – 19 с.
2. Жильников Е.П. Расчёт на прочность цилиндрической прямозубой передачи: Метод. указания к курсовому проекту / Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков, Б.Б. Косенок. – Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2012. – 28 с.
3. Ефремов Г.В. Компьютерная графика / Г.В. Ефремов, С.И. Ньюкалова. – Красноярск: Сибирский государственный аэрокосмический университет им. академика М.Ф. Решетнева, 2013.

УДК 621.4

РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА ЧИСЛЕННЫМ МЕТОДОМ

Ортиков М.Н.

Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара

Ключевые слова: зубчатое колесо, проектирование, модель, расчёт на прочность.

Аннотация. В работе приведены результаты численного расчёта изгибных напряжений зуба цилиндрической прямозубой вал-шестерни вертолётного редуктора. Выполнено сравнение результатов аналитического и численного расчётов.

Развитие техники ставит новые задачи в области исследования работоспособности машин и их элементов. Повышение надежности и долговечности машин связано с достоверным определением запасов прочности конструкции.

Наиболее эффективным современным средством достижения поставленной цели является использование метода конечных элементов. Сущность метода конечных элементов состоит в аппроксимации исследуемого тела моделью, которая представляет собой совокупность элементов с конечным числом степеней свободы. Эти элементы взаимосвязаны только в узловых точках, куда прикладываются фиктивные силы, распределенные по границам элементов. Параметры приведенной идеализированной системы определяются исходя из соответствующих вариационных решений.

В настоящее время существует достаточно много программных продуктов для решения отдельных классов задач, основанных на методе конечных элементов. Одним из наиболее мощных коммерческих программных продуктов и распространенных средств для научных и инженерных расчетов является ANSYS.

В данной работе проводятся численные расчёты изгибных напряжений зуба цилиндрической прямозубой вал-шестерни главного редуктора вертолёта. Определение изгибных напряжений и перемещений является одним из важных расчетов на прочность ответственных изделий. Оценка этих величин позволяет нам принимать более правильные решения при проектировании детали.

Расчёт изгибных напряжений шестерни проводился в системе ANSYS WorkBench. Сначала создаем модель шестерни в системе Kompas 3D V15, затем сохраняем в формате .igs. Запускаем программную систему ANSYS WorkBench → Toolbox → Analysis Systems и создаем вид анализа Static Structural (статический прочностной анализ). В пункте Geometry → Import Geometry импортируем свой проект. Далее выбираем пункт Model и закрепляем нашу модель, прикладывая нагрузку на вершину зуба (рисунок 1).

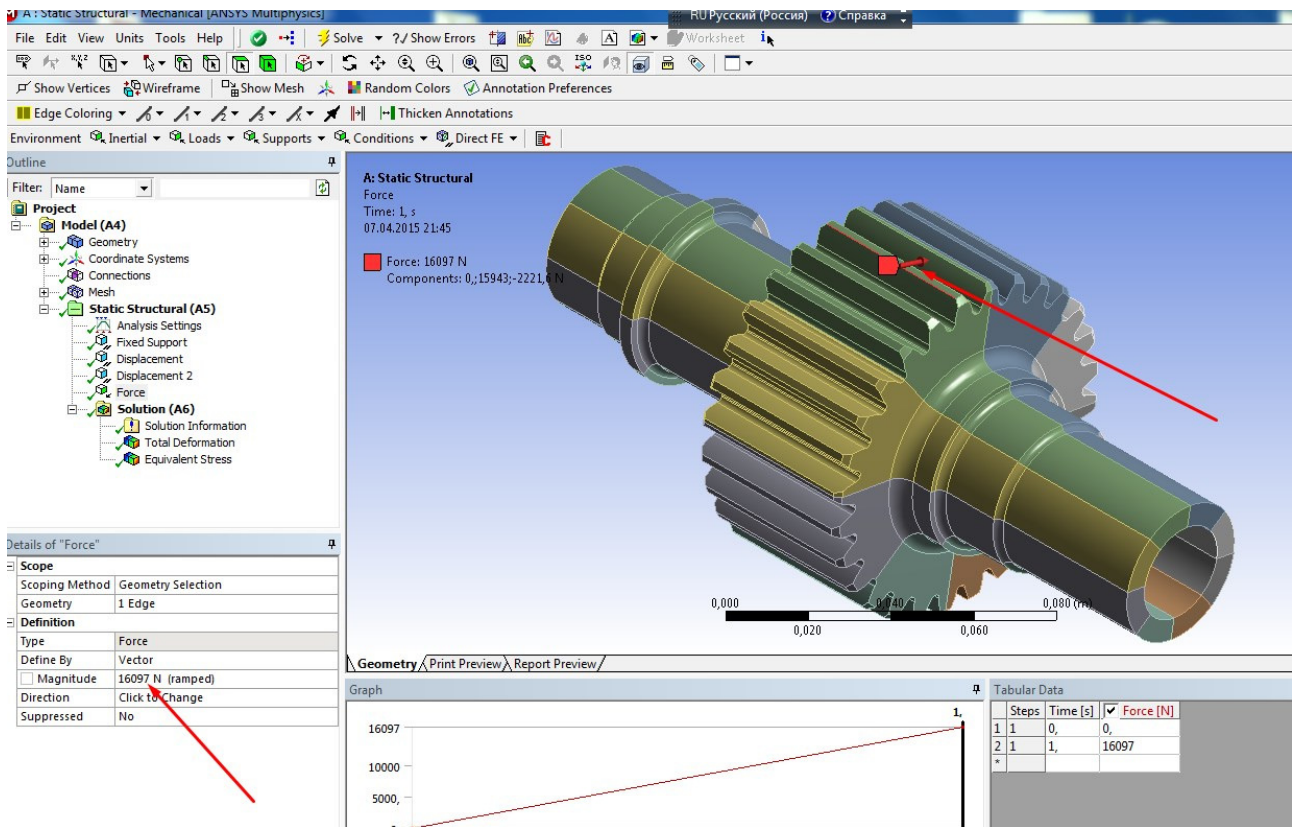


Рисунок 1 – Приложение нагрузки

Далее накладываем конечно-элементную сетку (рисунок 2) и выполняем расчёт. Результаты расчета изгибных напряжений зуба шестерни приведены ниже на рисунке 3.

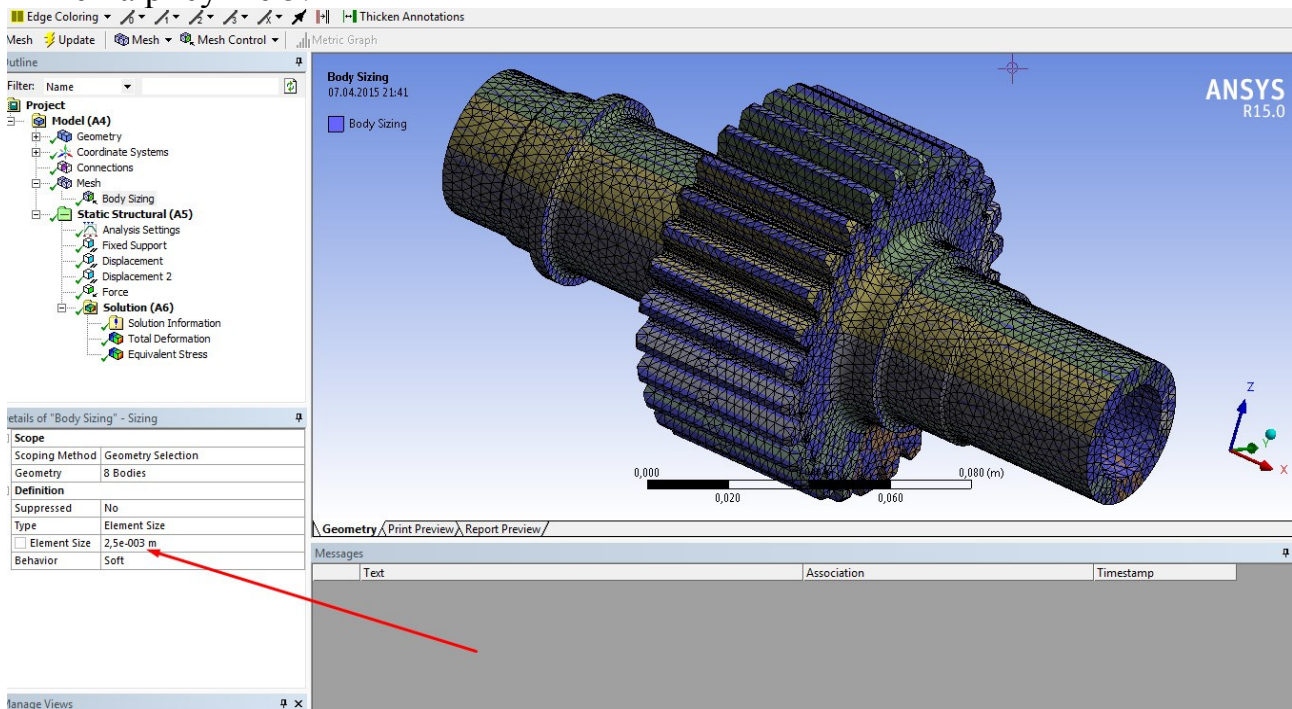


Рисунок 2 – Наложение сетки

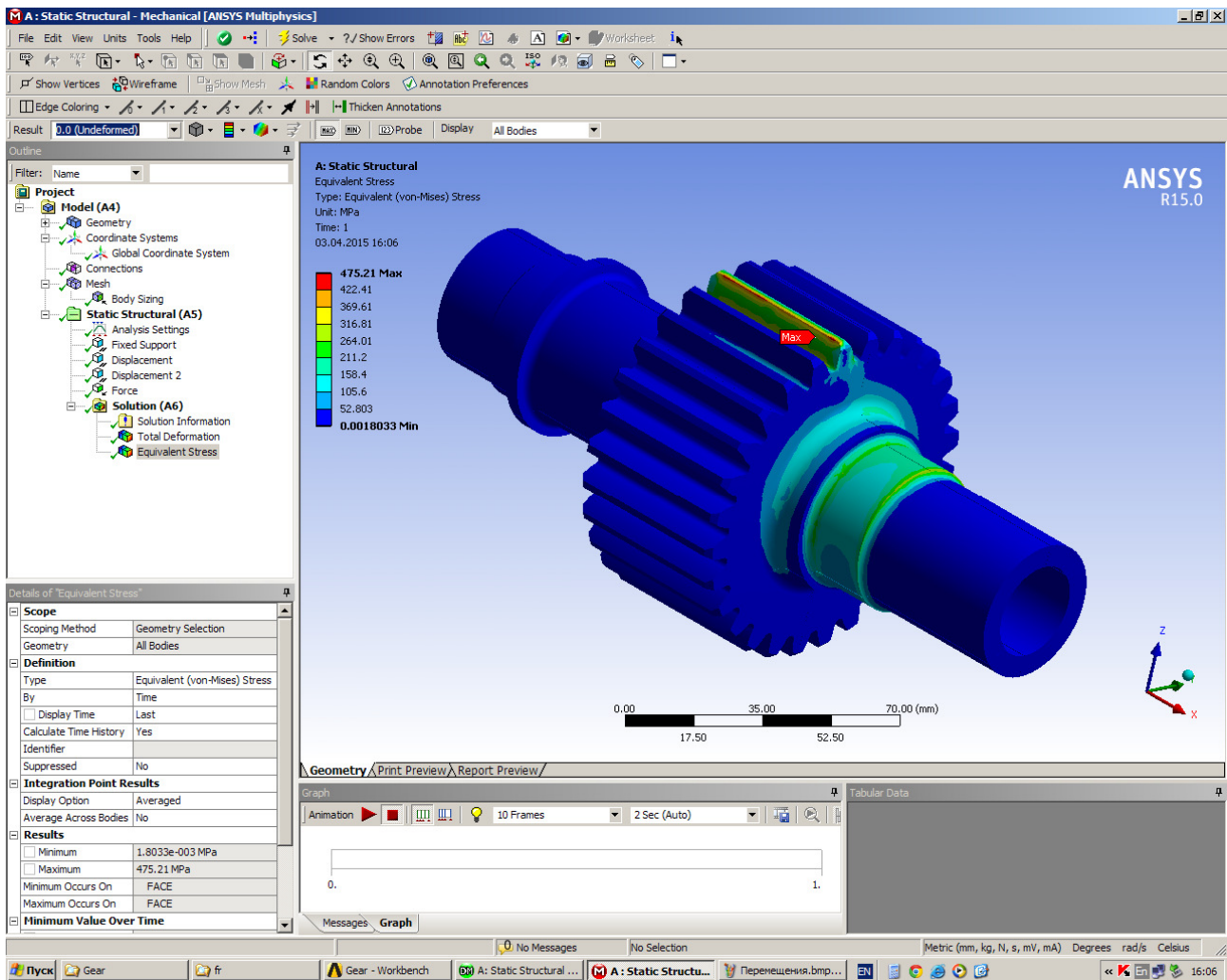


Рисунок 3 – Напряжения изгиба зуба

Максимальные изгибные напряжения при численном расчёте составили 475 МПа. По результатам аналитического расчёта по стандартной методике было получено значение изгибных напряжений, равное 476 МПа. Расхождение полученных значений изгибных напряжений составляет 0,2 %, что говорит о высокой достоверности численных расчётов. Таким образом, было получено хорошее согласование расчётных данных, полученных аналитическим и численными методами расчёта.

Настоящая работа выполнена под научным руководством к.т.н., доцента кафедры основ конструирования машин Барманова И.С.

Список литературы

1. Бруйка В.А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: Учеб. пособие / В.А. Бруйка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова и др. – Самара.: Самар. гос. техн. ун-т., 2010. – 271 с.

ПОДХОД CDIO В ПОДГОТОВКЕ БАКАЛАВРОВ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Лизунков В.Г., Сушко А.В.

Юргинский технологический институт (филиал), Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Юрга

Ключевые слова: инженерное образование, подход CDIO, бакалавры машиностроения, подходы к обучению.

Аннотация. Задачей инженерного образования является подготовка бакалавров машиностроения к успешной профессиональной деятельности, а значит формирование у студентов предметной компетентности, понимания социального контекста и стремления к инновациям. Для повышения уровня производительности, предпринимательства и лидерства в условиях возрастающей технологической сложности объектов, процессов и систем существенными становятся соответствующие знания, навыки и личностные качества, что обосновывает крайнюю необходимость модернизации содержания базового инженерного образования на уровне бакалавриата.

В последние десятилетия ведущие вузы, промышленные и правительственные организации обратили внимание на необходимость реформ и сформулировали свои представления о требуемых компетенциях инженеров. Благодаря этому стало возможно определить основную задачу инженерного образования как подготовку выпускников, способных планировать, проектировать, производить и применять сложные инженерные объекты, процессы и системы с высокой добавленной стоимостью.

Подход CDIO

Подход *CDIO* – один из путей реформирования современного инженерного образования. В его основе лежат несколько ключевых идей, касающихся, во-первых, обоснования необходимости реформирования и постановки целей инженерного образования. Центральной идеей подхода является видение проблемы и рассмотрение жизненного цикла инженерного процесса как контекста инженерного образования.

Основная задача

Работа над созданием подхода *CDIO* началась с анализа мнений представителей промышленности о целях подготовки студентов инженерных программ, сформулированных, как правило, в виде списков необходимых атрибутов профессиональных инженеров, включающих предметные знания, соблюдение правил этики, умение эффективно общаться и т.д. Как правило, эти списки отражают лишь потребности компаний и не предлагают анализа ситуации, в связи с чем, не приводят к желаемому эффекту. Попытавшись объединить подобные «списки», мы пришли к выводу, что они формировались в первую очередь, исходя из базовой и рациональной потребности общества в инженерах.

Таким образом, отправной точкой нашей работы стало формулирование основной задачи инженерного образования: мы считаем, что выпускник технического вуза должен уметь:

- планировать, проектировать, производить и применять;
- комплексные инженерные объекты, процессы и системы;
- с добавленной стоимостью в современных условиях командной работы.

Другими словами, мы должны готовить инженеров, которые умеют проектировать и создавать. Выпускники инженерных программ должны уметь решать инженерные задачи и участвовать в принятии инженерных решений при работе в инженерных организациях. Помимо этого, выпускники должны быть ответственными и разумными членами общества. Планирование, проектирование, производство и применение – это модель жизненного цикла объектов, процессов и систем. От нее возникло название подхода -*CDIO: Conceive, Design, Implement and Operate* (планировать, проектировать, производить и применять). *CDIO* – не единственная существующая подобная модель, однако, она транслирует общую идею участия инженера во всех этапах жизненного цикла продукции. Под объектами, процессами и системами подразумевается множество решений и результатов работы инженера. Добавленная стоимость понимается нами как дополнительная стоимость, созданная на определенном этапе разработки или производства. Современная командная среда дает возможность выполнения функций инженера в междисциплинарной и международной организации с применением современных технологий. Сформулировав ключевую задачу на основе модели «планирование – проектирование – производство – применение», сформулируем конкретные цели образования.

Цели

Поход *CDIO* направлен на достижение трех общих целей – подготовить бакалавров машиностроения, способных:

- 1 .Применять базовые инженерные знания в практической деятельности.
- 2 .Руководить процессом создания и эксплуатации технических объектов, процессов и систем.
3. Понимать важность и последствия воздействия научного и технического прогресса на общество.

Рассмотрим цели образования, определённые с позиции подхода *CDIO*, более детально.

Цель №1. Инженерное образование должно быть акцентировано на овладении знаниями технических основ, т.к. университеты закладывают базу для дальнейшего обучения. Разработанный нами подход ничем не преуменьшает значимость технических основ или потребность студентов в их освоении. Мы лишь подчеркиваем важность практических знаний и концептуальное понимание предметной области. При этом, концептуальное понимание – это способность применять знания в разных рабочих ситуациях и условиях [1]. Это не запоминание фактов и определений и не просто применение концептуальных принципов (например, первого закона термодинамики). Концептуальное понимание скорее относится к идеям, имеющим непреходящую ценность. Оно открывает возможности для вовлечения студентов в процесс обучения. В традиционном обучении часто практикуется принцип передачи знаний, при котором студенты осваивают

знания, пассивно прослушивая лекции. Подход *CDIO* ставит целью вовлечение бакалавров машиностроения в создание собственного знания и разоблачение своих заблуждений. Переход от устоявшегося принципа передачи знаний к концептуально новому подходу в преподавании трудноосуществим. Мартон и Сэльё назвали обучение по принципу передачи знаний поверхностным подходом и противопоставили его более глубокому подходу [2]. В табл.1 представлены адаптированные материалы семинара Мартона и Сэльё, разработанные на основе работ Гиббса [3, 5] и Рэма [4]. Таким образом, подход *CDIO*, формулирующий цель образования как подготовку студентов, способных освоить глубокое практическое знание технических основ, призван изменить сложившуюся практику преподавания и уйти от обучения по принципу передачи знаний.

Таблица 1 – Сравнение поверхностного и глубокого подхода в обучении

Поверхностный подход	Глубокий подход
1	2
Чрезмерное количество материала в учебной программе	Понимание студентами необходимости глубокого обучения
Относительно большой объем аудиторной нагрузки	Мотивирующий контекст
Недостаток возможностей для глубокого освоения дисциплин	Систематизированная база знаний
Недостаточное разнообразие дисциплин и методов обучения	Активное участие студентов и наличие выбора
Вызывающая тревогу и пугающая система оценивания	Оценивание, основанное на применении имеющихся знаний и навыков в незнакомых ситуациях
Конкурентная среда	Взаимодействие и сотрудничество

Цель №2. Университеты должны готовить студентов, способных руководить созданием и применением технических объектов, процессов и систем. Таким образом, признается необходимость подготовки студентов к будущей профессиональной деятельности. Потребность создавать и применять новые технические объекты, процессы и системы диктует необходимость формирования личностных и межличностных навыков и умений создавать объекты, процессы и системы. Личностные навыки и качества подразумевают образ мышления, например, аналитическое рассуждение и решение задач, проведение экспериментов, системное, критическое и творческое мышление. Личностные качества и их атрибуты включают целостность, ответственность, любознательность и желание принимать решения в условиях неопределенности. К межличностным навыкам относятся взаимодействие с другими людьми и работа в команде. Знания и умения, относящиеся к созданию объектов, процессов и систем, включают планирование, проектирование, производство и применение объектов, процессов и систем с учетом требований предприятия, общества и окружающей среды.

Цель №3. Университеты должны готовить студентов, способных понимать значение и влияние научных и технологических открытий на стратегию развития общества. В решении проблем общество во многом опирается на деятельность ученых и инженеров. Однако необходимо помнить, что научные и технологические открытия неотделимы от социальной ответственности и должны развиваться в направлении технологий устойчивого развития. Выпускники инженерных программ должны ясно осознавать роль науки и технологий в развитии общества, чтобы принять эту ответственность. Цель №3 также учитывает, что некоторые выпускники не станут профессиональными инженерами и продолжают деятельность в качестве исследователей в промышленных, правительственных и образовательных организациях. Несмотря на различия в интересах, обучение в контексте развития объектов, процессов и систем будет полезно всем студентам. Во-первых, они извлекут выгоду из углубленного изучения технических основ, на которое указывает цель №1. Во-вторых, исследователи должны понимать взаимосвязь между их работой и ее влиянием на конечный объект или систему. Успешные исследователи все чаще получают признание не только за сделанные открытия, но и за вклад в развитие общества. Таким образом, студентам, стремящимся стать учеными и исследователями, необходимо понимать, как технология реализуется в объектах и процессах, и уметь оценить и повысить практическую значимость своей работы[5].

Цели №1 и №2 отражают противоречие, сложившееся в инженерном образовании между необходимостью формирования знаний дисциплинарных основ и инженерных навыков. Многие преподаватели высшей школы соглашались, что обе цели важны, но расходятся в понимании того, сколько времени необходимо посвятить обучению каждой составляющей. Напряженность в отношениях между необходимостью формирования знаний дисциплинарных основ и инженерных навыков возрастает, если обучение строится по модели передачи знаний с фиксированным максимальным уровнем эффективности передачи и фиксированной продолжительностью обучения. В основе подхода *CDIO* лежит альтернативный взгляд на образование, позволяющий разрешить сложившееся противоречие. Мы считаем, что освоение дисциплинарных основ может быть усилено в условиях формирования личностных и межличностных компетенций, а также навыков создания объектов, процессов и систем.

Видение проблемы

Чтобы разрешить ситуацию, нами был выработан системный взгляд на инженерные программы. Подход *CDIO* предусматривает овладение базовыми техническими знаниями в контексте планирования, проектирования, производства и применения объектов, процессов и систем. Исходя из этого, мы сформулировали следующие постулаты:

- Обучение должно строиться вокруг четко сформулированных целей образовательной программы и результатов обучения студентов, определенных при участии заинтересованных сторон.

- Учебный план программы должен включать взаимосвязанные дисциплины, где обучение предполагает овладение личностными и межличностными компетенциями, а также навыками создания объектов, процессов и систем.

- Учебные мероприятия должны включать практические занятия по разработке и применению объектов и систем в образовательной среде, составляющие основу экспериментального-практического инженерного обучения.

- Помимо практических занятий по разработке и применению объектов и систем активное и практическое обучение должно быть частью лекционных курсов.

- Система оценивания должна быть комплексной[6].

Обучение, организованное в соответствии с перечисленными постулатами, будет оказывать двойное воздействие на студентов – способствовать глубокому освоению базовых технических знаний и приобретению практических инженерных навыков. Бакалавры машиностроения будут обучаться через ряд комплексных учебных мероприятий, некоторые из которых будут носить практический характер, т.е. погружать студентов в ситуации, с которыми сталкиваются инженеры в своей профессиональной деятельности. При правильном подходе к разработке комплексных учебных мероприятий, они будут оказывать двойное действие, формируя у студентов необходимые личностные и межличностные компетенции, а также навыки создания объектов, процессов и систем, одновременно стимулируя освоение базовых знаний.

Список литературы

1. Wiggins G., & McTighe, J. (2005). *Understanding by design*, (exp. 2nd ed.). Upper Saddle River: Prentice Hall.
2. Marton F., & Säljö, R. (2005). *Approaches to learning*. In F. Marton, D. Hounsell & N. J. Entwistle (Eds.) *The experience of learning: Implications for teaching and studying in higher education* (3rd ed.). Edinburgh: University of Edinburgh, Center for Teaching, Learning, and Assessment.
3. Gibbs G. (1992). *Improving the quality of student learning*. Bristol: Teaching and Educational Services.
4. Rhem J. (Ed.). (1995). *Deep/surface approaches to learning: An introduction*. National Teaching and Learning Forum, 5(1) Issue theme.
5. Минин М.Г., Лизунков В.Г. Разработка модели формирования экономико-управленческих компетенций бакалавров машиностроения // *Современные проблемы науки и образования*. – 2014. – № 6. – С. 880.
6. Лизунков В.Г., Минин М.Г. Анализ подходов к решению вопросов педагогики // *Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования. "Московский государственный агроинженерный университет им. В.П. Горячкина"*. – 2014. – № 4. – С. 35-38.

СПОСОБЫ ПОСТРОЕНИЯ МОДЕЛИ ФОРМАЛИЗАЦИИ ОЦЕНКИ УРОВНЯ ЗНАНИЙ ПРИ ПОДГОТОВКЕ КАДРОВ СОВРЕМЕННОЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ ПРИ ОБУЧЕНИИ СИСТЕМАМ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Грядунев И.М.

Государственный университет – УНПК, Орел

Ключевые слова: формализация, оценка уровня знаний, системы автоматизированного проектирования, обучение, современное машиностроение

Аннотация. Рассмотрены недостатки существующего подхода к формированию оценки степени усвоения знаний обучающимися технических ВУЗов при формировании кадров современной машиностроительной отрасли на примере дисциплины «Системы автоматизированного проектирования». Предложены два варианта формализации подхода к оценке текущего и рубежного контроля знаний, умений и навыков. Выявлены их достоинства и недостатки. Отмечено, что применение такого подхода позволит сформировать основные направления дальнейшего развития обучения системам автоматизированного проектирования в машиностроении.

Современную машиностроительную отрасль невозможно представить без систем автоматизированного проектирования (САПР). Они применяются на всех этапах подготовки и освоения производства от идеи и эскизного проекта до испытаний опытного образца и выхода на требуемый тип производства. Это, в свою очередь, ставит более высокие требования к уровню подготовки инженерных кадров.

Для удовлетворения такой потребности, в большинстве случаев, рассматриваются вопросы разработки кардинально новых методик обучения [1-4], но, в то же время, совершенно не уделяется внимание способам оценки уровня усвоения знаний, полученных по прохождении обучения.

Следует отметить, что наибольшее затруднение вызывает процесс формирования оценки по дисциплинам с преобладающей творческой составляющей. Таким примером является дисциплина «Системы автоматизированного проектирования».

До появления балльно-рейтинговой системы (БРС) оценки уровня знаний и её внедрения в учебных заведениях господствовал подход – «нравится – не нравится». Это означает, что процесс формирования оценки носит сугубо субъективный характер, а следовательно не может отражать отдельных аспектов процесса обучения.

Исключает недостатки такого подхода формализация критериев оценки и их своевременное доведение до сведения обучающихся [5]. Основная идея заключается в дифференцировании итогового балла на несколько групп критериев, по которым ведётся оценка работы в целом. Это, в свою очередь, формирует целостную картину поставленной задачи, и намечаются пути её решения.

Возможны два пути формирования подобной модели контроля уровня усвоения материала: распределённый (рисунок 2,а) и цепной или последовательный (рисунок 2,б).

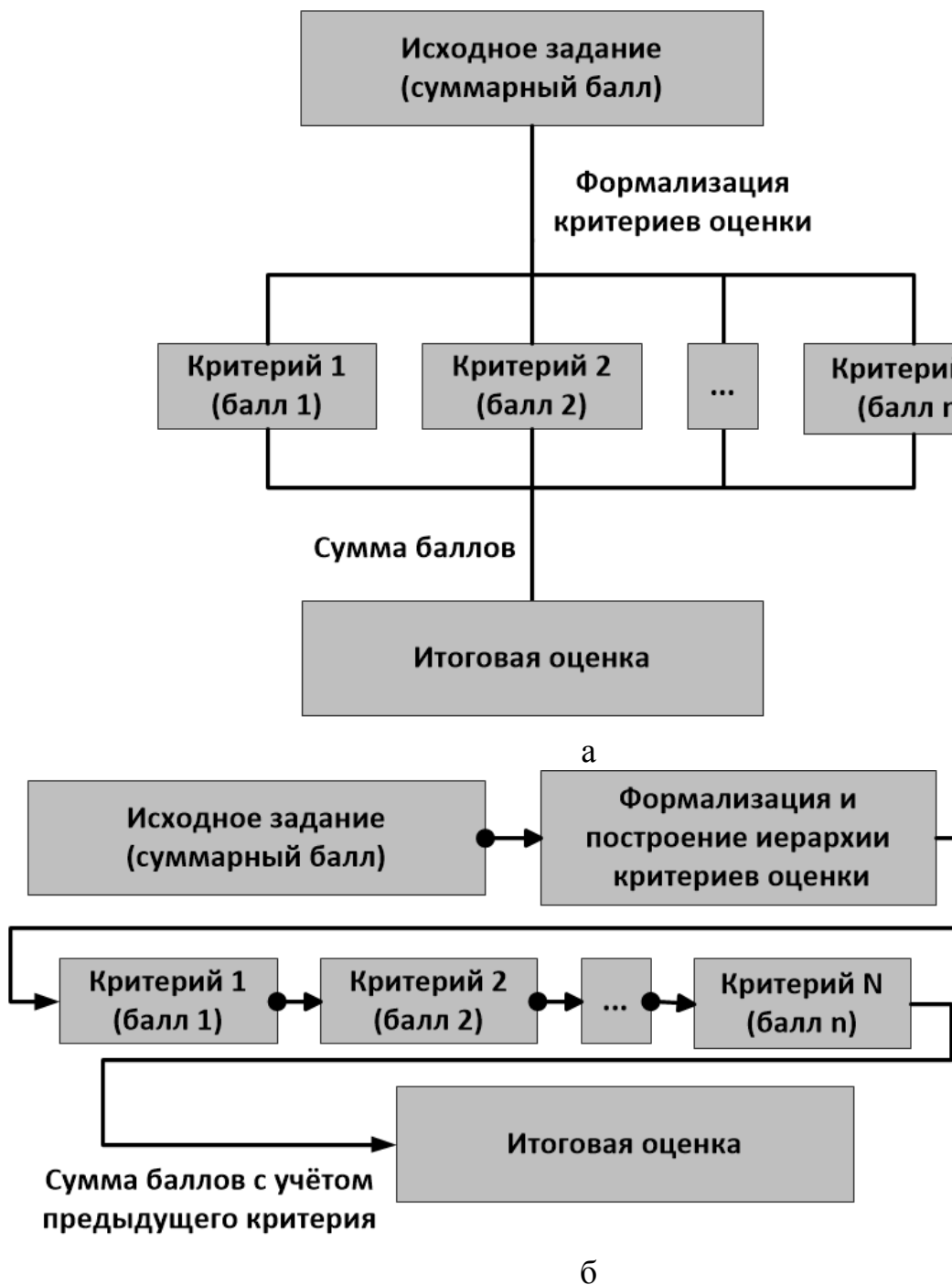


Рисунок 2 – Алгоритм формализации подхода к оценке уровня знаний:
 а – распределённая схема; б – последовательная схема

Каждый из представленных вариантов имеет свои достоинства и недостатки. К достоинствам первого варианта можно отнести возможность контроля уровня усвоения каждого раздела предмета независимо от остальных, что в дальнейшем позволит обратить внимание на «слабые места» в методике преподавания и вовремя скорректировать её. К недостаткам следует отнести возможность формирования некорректной итоговой оценки в случае, если итог

работы подразумевает правильность выполнения каждого предыдущего шага, например задачи анализа и оптимизации формы и размеров деталей в машиностроении с применением систем автоматизированного проектирования.

Этот недостаток исключается при использовании второго способа, т.е. на каждом из этапов формирования готовой работы можно произвести контроль и своевременно предупредить появление ошибок на финальном этапе выполнения контрольного задания, а так же оценить влияние уровня усвоения разделов, формализованных соответствующими критериями друг на друга. Однако в этом случае отсутствует возможность независимого дифференцированного контроля каждого критерия.

Таким образом, установлено, что формализация подхода к оценке степени усвоения знаний и приобретения навыков и умений при обучении системам автоматизированного проектирования исключает недостатки существующего подхода, главным из которых является субъективность формирования итогового балла. Предложены два варианта формирования формализованной модели: распределённый и последовательный. Первый позволяет дать независимую оценку уровня усвоения материала и, тем самым сформировать итоговую оценку, однако он не применим для ряда задач, возникающих при обучении САПР, что допускает формирование некорректной оценки. Этому недостатку лишён второй подход, который позволяет исключить недостаток первого, а так же даёт возможность оценки взаимосвязи выделенных критериев. Однако нет возможности дифференцированной оценки каждого критерия.

Такой подход к оценке знаний, умений и навыков обучающихся, а также анализу процесса обучения позволяет повысить уровень профессиональных компетенций будущих кадров и определить пути дальнейшего развития обучения системам автоматизированного проектирования в современной машиностроительной отрасли.

Список литературы

1. Морякова Е.В. Обучение САПР через сочетание алгоритмической и эвристической деятельности при решении графических задач // Вестник северного (арктического) федерального университета. Серия: Гуманитарные и социальные науки. – 2011. – №3. – С. 138-142.
2. Беспалько В.П. Слагаемые педагогические технологии. – М.: Педагогика 1989. – 192 с.
3. Балл Г.А. Теория учебных задач: Психолого-педагогический аспект. – М.: Педагогика, 1990. – 184 с.
4. Якиманская И.С. Развитие пространственного мышления школьников. – М.: Педагогика, 1980. – 240 с..
5. Грядунов И.М. Формализация подхода к оценке текущего уровня знаний обучающихся при обучении системам автоматизированного проектирования в условиях балльно-рейтинговой системы // Инновационная наука. – 2015. – №4. – С. 16-19.

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО СПОСОБА ОБРАБОТКИ НАПЛАВЛЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПЯТНИКОВ И ПОДПЯТНИКОВ ОПОРНЫХ ВАГОННЫХ БАЛОК

Квасова Е.Н., Кондрашин А.Н., Фидаров В.Х.

Тамбовский государственный технический университет, Тамбов

Ключевые слова: Затрачиваемое время, механическая обработка, подпятник, пятник, точение, фрезерование, шлифование, эффективная мощность, энергозатраты.

Аннотация. В работе проведены исследования методов механической обработки наплавленных слоев на ремонтируемые детали, таких как точение, фрезерование и шлифование. По результатам исследований выбран оптимальный метод механической обработки по критериям временных и энергетических затрат.

В настоящее время вопрос выбора оптимального метода обработки наплавленных поверхностей различных деталей, с точки зрения таких параметров, как основное затрачиваемое время, суммарная затрачиваемая мощность и удельные энергозатраты, является крайне актуальным.

Как показывает опыт зачистки наплавленных поверхностей различных изделий [1], как в нашей стране, так и за рубежом, наибольшее применение среди известных методов механической обработки нашли точение, фрезерование и шлифование. В данной работе исследованы указанные методы обработки наплавленных поверхностей пятников и подпятников опорной балки с точки зрения всестороннего анализа их эффективности и выбора рационального метода для дальнейшей разработки специализированного оборудования.

Анализ эффективности сравниваемых методов осуществлен по критериям затрат основного времени на обработку единицы изделия (t_0 , мин/шт), эффективной мощности, затрачиваемой на резание ($N_{рез}$, кВт), энергозатрат на сьем единицы массы материала (Q , кВт/кг).

Итак, результаты исследований метода обработки наплавленных поверхностей пятников и подпятников точением приведены ниже.

Значение мощности, затрачиваемой на резание определяется по формуле:

$$N_{рез} = \frac{P_z V}{60}, \quad (1)$$

где P_z – сила резания, кН; V – скорость резания, м/мин.

Максимальная мощность резания будет равна:

$$N_{рез}^{max} = N_{рез1}^{max} + N_{рез1}^{min}, \quad (2)$$

где $N_{рез1}^{max}$ и $N_{рез1}^{min}$ – соответственно максимальное и минимальное значения мощностей, затраченных на резание в начале обработки. Данные значения рассчитывались по выражению (1). Поскольку они имеют довольно объемные вычисления, то в данной статье они опускаются, и приводится конечный результат расчета. В соответствии с (2) имеем:

$$N_{\text{рез}}^{\text{max}} = 3,38 + 1,52 = 4,9 \text{ кВт.}$$

Основное время резания при использовании метода точения рассчитано по следующему выражению:

$$t_0 = 3 \cdot t_0^1, \quad (3)$$

где t_0^1 – основное время одного перехода обработки пятника (мин), равное:

$$t_0^1 = \frac{L_p + \Delta}{S_{\text{мин}}}, \quad (4)$$

где L_p – длина перемещения резцовой головки с рабочей подачей, мм; $S_{\text{мин}}$ – значение минутной подачи, мм/мин; Δ – величина минимального допустимого подвода инструмента к обрабатываемой поверхности, в данном случае $\Delta = 6$ мм.

$$L_p = l_p + l_{\text{вр}} + l_{\text{пер}}, \quad (5)$$

где l_p – длина резания ($l_p = 142$ мм); $l_{\text{вр}}$ – длина врезания ($l_{\text{вр}} = 3,5$ мм); $l_{\text{пер}}$ – длина перебега инструмента ($l_{\text{пер}} = 3,5$ мм).

$$S_{\text{мин}} = S_0 \cdot n, \quad (6)$$

где S_0 – подача на оборот ($S_0 = 0,3$ мм/об); n – частота вращения ($n = 130$ об/мин).

С использованием выражений (3)-(6) получены следующие результаты:

$$t_0 = 3 \cdot \frac{142 + 3,5 + 3,5 + 6}{0,3 \cdot 130} = 11,91 \text{ мин.}$$

Значение энергозатрат для снятия одного килограмма массы стружки рассчитывается по формуле:

$$Q = \frac{A}{60 \cdot t_0 \cdot M}, \quad (7)$$

где A – работа, затраченная на резание, кВт·ч; M – масса стружки, кг.

По результатам расчетов получены следующие значения: $A = 2577,6$ кВт·ч и $M = 8,92$ кг. С учетом (7) рассчитано значение энергозатрат:

$$Q = \frac{2577,6}{60 \cdot 11,91 \cdot 8,92} = 0,4 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{кг} \cdot \text{с}}.$$

Таким образом, рассчитаны основные параметры затрат при обработке наплавленных поверхностей методом точения: $t_0 = 11,91$ мин, $N_{\text{рез}} = 4,9$ кВт, $Q = 0,4 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{кг} \cdot \text{с}}$. Данные параметры рассчитаны также для методов фрезерования и шлифования, однако в связи с громоздкими расчетами, в данной статье приводятся только результаты этих расчетов.

Для удобства сравнения и выбора оптимального метода механической обработки наплавленных слоев, результаты расчетов сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Результаты расчета

Метод обработки	Основное время резания, t_0 , мин	Суммарная мощность резания, $N_{рез}$, кВт	Удельные энергозатраты, кВт·ч/кг·с
Точение	11,91	4,9	0,4
Фрезерование	29,73	12,27	0,49
Шлифование	97,68	26,04	2,92

Как видно по данным таблицы 1, метод обработки наплавляемых поверхностей точением является оптимальным по всем параметрам. Таким образом, обрабатывать наплавляемые поверхности пятников и подпятников при проведении ремонтных работ балок соединительных рекомендуется именно этим методом.

Список литературы

1. Никифоров, А.В. Технологические методы повышения работоспособности деталей машин / А.В. Никифоров, А.А. Ершов, В.В. Комаров – М.: ВЗМИ, 1986. – 90 с.

МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА

Соловьёва Т.Ф., Зубова С.В.

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, Москва

Ключевые слова: образование, педагогика, воспитание, научно-исследовательская работа.

Аннотация. В статье изложены подходы к повышению качества образования студентов путем их вовлечения в профессиональную деятельность на стадии обучения.

В современной педагогике образование рассматривается, как управление системным развитием личности в процессе специально организованной деятельности, осуществляемой в локальной среде внешнего мира. При этом ставится задача ускоренного овладения и прочного запоминания передаваемых знаний путём вовлечения обучаемых в профильную деятельность.

Существует несколько направлений, позволяющих активизировать процесс обучения, а именно: исследовательская работа студентов, применение компьютерных технологий и учебное проектирование.

Формами учебно-исследовательской деятельности являются:

- составление рефератов по отдельным темам изучаемых курсов;
- подготовка библиографий по определённой тематике;
- разработка учебно-методических пособий;
- участие в подготовке лекционного демонстрирования материалов и др.

При участии в исследовательской работе происходит формирование соответствующих исследовательских навыков, освоение методов проведения исследований и обработки их результатов. Результаты рассматриваются на конференциях, конкурсах научных работ и т. п.

Организация научно-исследовательской работы студентов должна обеспечивать достижение следующих результатов:

- повышение качества учебного процесса за счёт совместной работы обучающихся и преподавателей, при которой разностатусные отношения переходят в почти равноправное сотрудничество;
- развитие у обучающихся способности к самостоятельному анализу, суждениям и выводам;
- постепенное вовлечение обучающихся в профессиональную деятельность;
- активизация участия учебного учреждения в организации и руководстве исследованиями.

В статье [1] представлен аналитический подход к проектированию кулачковых механизмов. При разработке этого метода были привлечены студенты старших курсов, обладающие достаточным уровнем математической подготовки. Из 10 вариантов законов движения (ведомых звеньев кулачковых

механизмов) 2 были разработаны студентами. Была реализована так же задача анимационного отображения полученных аналитических зависимостей [2].

Известно, что, используя разнообразные базы данных и Интернет, студенты зачастую перекачивают в отчётные материалы информацию, не вникая в её смысл. В связи с этим необходимо обеспечить воспитание информационной культуры обучаемых. Этому способствует самостоятельное создание студентами мультимедийных приложений, заставляющее сознательно подойти к содержанию работы.

На практических занятиях информационные технологии могут быть использованы, как средство повышения интереса к обучению, экономии учебного времени, облегчения труда преподавателя. При самостоятельной работе студентов могут использоваться:

- обучающие программы, электронные пособия, мультимедийные иллюстрации и видеофильмы;
- компьютерное тестирование для самоконтроля усвоения материала;
- работа в сети.

Безусловно, такой подход требует постоянного обновления тестовых заданий, а так же актуализации электронных версий обучающих программ и мультимедийного сопровождения лекций.

Хорошим дополнением к исследовательской деятельности и компьютерным технологиям в вопросе активизации процесса обучения является учебное проектирование. Одним из видов его является курсовое проектирование в рамках бакалавриата, при котором по педагогическому замыслу теоретическая часть курса должна гармонично дополняться практической. При этом пакет выполняемых практических работ не всегда следует за изложением теоретического лекционного материала, но иногда и опережает его. Первоначальное знакомство с материалом при практическом проектировании способствует более осмысленному освоению его при теоретическом изучении.

В целом предлагаемые подходы обеспечивают воспитание творческого начала, необходимый синтез знаний по общетеоретическим и специальным дисциплинам. При этом сотрудничество преподавателей и обучаемых реализуется, как совместная развивающая деятельность на основе взаимопонимания, совместного планирования, анализа и оценки. Формирующиеся межпредметные связи и профессиональные навыки обеспечивают последующее выполнение подготавливаемыми специалистами серьёзной проектной деятельности.

Список литературы

1. Соловьёва Т.Ф. Аналитический подход к проектированию кулачковых механизмов /Т.Ф. Соловьёва, И.В. Костюк, С.В. Зубова // Современные проблемы теории машин. – 2014. – №2. – С. 116-122.
2. Соловьёва Т.Ф. Способы применения компьютера в образовательном процессе по теории механизмов и машин / Т.Ф. Соловьёва, С.В. Зубова // Современные проблемы теории машин. – 2013. – №1. – С. 61-63.

УДК 62.231.221

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ПРОЕКТНЫХ КОМПЕТЕНЦИЙ У СТУДЕНТОВ ТЕХНИЧЕСКИХ ВУЗОВ ПРИ ОБУЧЕНИИ ИХ ЦИФРОВОМУ ПРОИЗВОДСТВУ

*Кильмяшкин Е.А., Наумкин Н.И., Ломаткин А.Н., Зайцев В.А.
Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева, Саранск*

Ключевые слова: аддитивные технологии, 3D-печать, 3D-принтер, 3D-сканер, 3D модель, компетентность, мотивация.

Аннотация. В данной статье рассмотрена проблема формирования проектных компетенций у студентов технических вузов при обучении их цифровому производству. Рассмотрена инновационная аддитивная технология, позволяющая изготавливать изделия путем добавления, термин, которым в мировой практике обозначается применение 3D-печати. Здесь рассматриваются вопросы обучения таким технологиям студентов. Для решения этой задачи на базе Мордовского государственного университета в Институте механики и энергетики, при кафедре «Основы конструирования механизмов и машин» был создан Центр проектирования и быстрого прототипирования «РАПИД-ПРО». К преимуществам аддитивной технологии, при формировании у студентов проектных компетенций, относится, прежде всего, возможность наблюдать протекание полного инновационного цикла (идея – техническое решение – техническая документация (3D модель) – готовое изделие (распечатка на 3D принтере или отливка)).

В настоящее время в качестве приоритетов технологического развития все больше выдвигаются новые перспективные технологии, основанные на широком применении новых материалов, информационных технологий и глубокой автоматизации производственных процессов. К таким технологиям в первую очередь относятся аддитивные технологии («аддитивные технологии» (Additive manufacturing) – термин означающий изготовление изделия путем добавления, термин, которым в мировой практике обозначается применение 3D-печати в промышленности. Аддитивные технологии отличаются друг от друга выбором материалов и способа их нанесения, однако во всех случаях создание модели основывается на послойном наращивании [ранее опубликованная статья в Новокузнецке]. Расходными материалами может послужить пластик, бетон, гипс, деревянное волокно, поликарбонат, металл и даже живые клетки и шоколад. Способов нанесения существует два: струйный и лазерный. У этой технологии есть огромные возможности изготовления деталей из различных материалов, что позволяет в некоторых случаях отказаться от использования металлорежущего и кузнечно-прессового оборудования. Чем же аддитивные технологии отличаются от традиционных? Традиционные технологии являются, как говорят, вычитающими. Берется кусок материала, и лишнее путем деформации или механической обработки удаляются. При этом доля использования материала составляла в лучшем случае 50 %, а в некоторых видах обработки не более 20–30 %. А аддитивные технологии изготовления деталей — добавляющие, потому что материал по мере изготовления изделия добавляется, хотя не всякие технологии добавления материала можно назвать аддитивными, а только те, которые создают объект

последовательно на основе трехмерной компьютерной модели. Аддитивные технологии позволяют использовать практически ровно то количество материала, которое необходимо для готовой детали. Исследования ученых показали, что экономия сырья при использовании аддитивных технологий может достигать 75 %. К преимуществам аддитивной технологии можно отнести не только произвольность формы изготавливаемых изделий и их качество, но и возможность моментальной передачи цифровых моделей в любую точку мира, что позволяет при необходимости сразу организовать их локальное производство в мировых масштабах. В предлагаемой статье рассматриваются вопросы обучения таким технологиям студентов технических вузов, на основе формирования у них проектных компетенций, в ходе использования цифровых технологий производства.

Для решения этой задачи на базе Мордовского государственного университета в Институте механики и энергетики, при кафедре «Основы конструирования механизмов и машин» был создан Центр проектирования и быстрого прототипирования «РАПИД-ПРО», в основу функционирования которого положено использование аддитивных технологий. В его структуру входят: 1) сектор проектирования и быстрого прототипирования; 2) сектор опытного мелкосерийного производства; 3) сектор образовательных технологий; 4) сектор исследования аддитивных технологий.

Сектор проектирования и быстрого прототипирования включает в себя компьютерное моделирование и высокоточное сканирование 3D объектов, распечатку моделей на 3D принтерах площадью печати 275*275*210 мм точностью печати 0,125 мм и областью построения 298×185×203 мм точностью 0,01–0,02мм на 1см.

Сектор опытного мелкосерийного производства располагает литьевыми машинами позволяющими выполнять литье полимеров в силиконовые формы, таким образом производить детали небольшими сериями. Взаимодействие вышеприведенных секторов дает возможность получить замкнутый цикл производства нестандартных деталей и узлов.

Сектор образовательных технологий осуществляет разработку педагогических технологий, рекомендуемых для формирования требуемых компетенций у обучающихся. В основу взяты проектные технологии, которые позволяют решать проблему формирования компетенций у студентов.

Остановимся подробнее на вопросе формирования требуемых компетенций. Как известно [1, 2, 7], основными единицами обновления содержания образования при переходе к компетентностной концепции являются компетентности и компетенции. Термин «компетенция» (в переводе с латинского – соответствие, соразмерность) имеет два значения: круг полномочий какого-либо учреждения или лица; круг вопросов, в которых данное лицо обладает познаниями, опытом. Компетентность в рамках обсуждаемой темы обозначает уровень образованности. Л.В. Хуторской дает им следующие определения [7]: *компетенция* – понятие, включающее совокупность взаимосвязанных качеств личности (знаний, умений, навыков, способов деятельности), задаваемых по отношению к определенному кругу предметов и процессов, необходимых для качественной продуктивной

деятельности по отношению к ним; *компетентность* – владение, обладание человеком соответствующей компетенцией, включающей его личностное отношение к ней и предмету деятельности.

Под компетенциями [4] принято понимать интегральную способность человека решать возникающие в различных сферах его жизнедеятельности конкретные проблемы. В отличие от знаниевого подхода, они предполагают обладание личностными характеристиками и умениями в любой момент времени найти и отобрать нужные знания для решения профессиональной задачи.

Компетенция трактуется как система ценностей, личностных качеств, знаний и умений человека, обеспечивающая его готовность к выполнению профессиональных обязанностей. Практической педагогической технологией, поддерживающей компетентностно ориентированный подход в образовании, являются проектные технологии. Проектная деятельность обучающихся – это совместная учебно-познавательная, творческая деятельность, направленная на достижение общего значимого результата деятельности. Непременным условием проектной деятельности является «значимость предполагаемых результатов, которые должны быть материальны, т.е. как-либо оформлены». Проектная деятельность способна сделать учебный процесс для обучающихся личностно значимым, позволяющим им раскрыть свой творческий потенциал, проявлять свои исследовательские способности, быть активными. При использовании данного подхода мы имеем возможность объединять цели образования и будущую профессиональную деятельность, а так же перейти от воспроизведения знания к его практическому применению.

К преимуществам аддитивной технологии, при формировании у студентов проектных компетенций, относится, прежде всего, возможность наблюдать протекание полного инновационного цикла (идея – техническое решение – техническая документация (3D модель) – готовое изделие (распечатка на 3D принтере или отливка) в течение одного или нескольких дней. Смыслом проектирования при этом, является постепенное осознание человеком своей жизненной проблемы и построение ее решения. Любое проектирование предполагает решение целого ряда организационных задач, стратегии проектировочной деятельности, связанной с ценностью для субъекта, его дальнейшего саморазвития. Осмысление обучающимися как субъектом образовательного процесса собственных целей, ценности своих замыслов для личного продвижения в последовательности сменяющих друг друга проектов способствует превращению рутинной деятельности на занятиях в систему творческих проектно-деятельностных программ с итоговой рефлексией. При реализации описываемого подхода студенты должны быть организованы во временные коллективы для решения конкретной задачи или составления проекта, студенты, переключающиеся с работы в группе на индивидуальную и самостоятельную работу [14] имеют возможность в организованном пространстве общаться, самореализовываться, творить, достигать успеха и чувствовать себя комфортно рядом друг с другом. При этом ощущение своей индивидуальности, осознание личностных результатов труда лишь ярче проявляются и усиливаются в коллективном творчестве, способствуя созданию положительной мотивации. Именно поэтому реализация процесса

проектирования предполагает возникновение гибких групп, команд, сообществ, в которых студенты смогут получать необходимый социальный опыт.

Таким образом, рассмотренный компонент формирования проектных компетенций у студентов технических вузов, по нашему мнению, является одним из самых эффективных, так как он позволяет осуществлять физическое моделирование условий инновационной инженерной деятельности, включающее: 1) создание атмосферы гармоничного сочетания высокотехнологичного производства с обучением; 2) работу в составе команды; 3) решение творческой (инженерной) задачи; 4) умение работать в стрессовой ситуации в условиях ограничения времени; 5) необходимость получения решения в законченном виде; 6) необходимость самостоятельного принятия решения и нести за него ответственность и др.

Список литературы

1. Кильмяшкин Е.А., Ломаткин А.Н., Курганова А.А. Формирование у студентов способности инновационной инженерной деятельности // Перспективы развития науки и образования: сб. науч. тр по мат-лам Междунар. науч.-практ. конф. 31 января 2014 г.: Часть 13. – Тамбов, 2014. – С. 58-59
2. Naumkin N.I. Interrelation and interference of the competence components in innovative engineering activity / N.I. Naumkin, E.P. Grosheva, V.F. Kupryashkin, E.N. Panyushkina // European journal of natural history. – 2014. – №2. – P. 39-41
3. Naumkin N.I., Kupryashkin V.F., Grosheva E.P., Shekshaeva N.N. and Panjushkina E.N., 2013. Integrated Technology of Competence Staged Formation in Innovation Through Pedagogy of Cooperation // World Applied Sciences Journal. Date Views 16.12.13. pp. 935-938.
4. Наумкин Н.И. Особенности подготовки студентов национальных исследовательских университетов к инновационной инженерной деятельности / Н.И. Наумкин, Е.П. Грошева, Н.Н. Шекшаева, В.Ф. Купряшкин // Интеграция образования. – 2013. – № 4. – С. 4-14
5. Наумкин Н.И. Подготовка студентов национальных исследовательских университетов к инновационной деятельности в процессе обучения техническому творчеству / Н.И. Наумкин, Е.П. Грошева, В.Ф. Купряшкин; под ред. П.В. Сенина, Ю.Л. Хотунцева; Моск. пед. гос. ун-т. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2010. – 120 с.
6. Наумкин Н.И. Практическое обучение инновационной инженерной деятельности в региональных летних научных школах / Н.И. Наумкин, Н.Н. Шекшаева, В.Ф. Купряшкин, Е.Н. Панюшкина // Регионология. – 2014. – №4(89). – С. 55-62.
7. Наумкин Н.И. Практическое обучение студентов технических вузов инновационной деятельности в научных школах / Н.И. Наумкин, В.Ф. Купряшкин, А.Ф. Фирстов, А.С. Уланов // Современные проблемы теории машин. – 2014. – №2. – С. 154-157.

УДК 621.752 (031)

ИСТОЧНИКИ ВИБРАЦИЙ В МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКАХ И В ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИНАХ

Алексеева Л.Б.

*Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»,
Санкт-Петербург*

Ключевые слова: вибрации, неуравновешенность, ротор, машина, механизм, металлорежущий станок.

Аннотация. Рассматриваются основные причины появления вибраций в металлорежущих станках и в электрических машинах. Дан анализ особенностей появления вибраций рассматриваемых машин, позволяющий выработать методы уменьшения возмущающих сил в источниках и на путях распространения колебательной энергии.

Электрическая машина представляет собой сложное сочетание взаимосвязанных колебательных систем с несколькими источниками возмущающих сил.

Источники возмущений, присущие электрическим машинам, можно разделить на три типа: механические, магнитные, аэродинамические.

Механические источники вибраций обусловлены конструктивно-технологическими особенностями производства тех или иных типов машин.

Наиболее общими механическими источниками являются: неуравновешенность вращающихся частей; несоосность приводов агрегатов; нарушение геометрии узла шип-подшипник.

Неуравновешенность ротора возникает вследствие несовпадения его главной центральной оси инерции с осью вращения. Причины появления неуравновешенности роторов могут быть самые разнообразные [1, 2].

Уменьшение уровня возмущений может быть достигнуто за счет уменьшения остаточной неуравновешенности. В этом случае используют специальные конструктивные мероприятия. Наиболее известными среди них являются следующие: упругие опоры с линейными и нелинейными упругими характеристиками; упругодемпферные и демпферные опоры; antivibrators [3].

Упругие элементы, встраиваемые между ротором и корпусом машины, позволяют отстроить систему ротор-корпус от резонансных режимов и тем самым уменьшить передачу возмущающих сил на корпус и в конечном итоге на фундамент. В отличие от линейных опор нелинейные опоры позволяют в общем случае уничтожать критические режимы [3].

Применение упругодемпферных и демпферных опор позволяет произвести отстройку от критических режимов и вместе с тем существенно ограничить уровень амплитуд колебаний ротора при переходе через критическую скорость.

У роторов двухполюсных турбогенераторов поперечное сечение обладает различными значениями главных моментов инерции. Это приводит к

вибрациям двойной оборотной частоты. Для устранения этого недостатка выполняют в больших зубцах бочки ротора ряд прорезей или дополнительные пазы.

Подшипники качения могут являться источниками вибраций в широком диапазоне частот. Уровень возмущений, генерируемых подшипниками качения, зависит от: размеров, класса точности, скорости вращения ротора, нагрузки. При выборе типа подшипника необходимо учитывать, что уровень вибраций роликовых подшипников выше, чем у шариковых, на 5 дБ и более, а виброактивность подшипников тяжелой серии выше, чем у подшипников средней серии. Эффективным средством снижения виброактивности подшипников качения является применение специальных виброизолирующих вкладышей.

Природа возникновения вибраций в подшипниках качения очень сложна. Поэтому спектр вибраций широк. Он состоит как из дискретных составляющих, кратных частоте вращения ротора, так и зон сплошного спектра. Наличие таких зон обусловлено: перемещением тел качения в пределах зазоров; перемещениями сепараторов; соударением деталей подшипников; геометрическими погрешностями тел качения, внутреннего и наружного колец.

Существенным параметром, определяющим виброактивность подшипников качения, является радиальный зазор, в зависимости от величины которого могут возникать различные режимы.

Для уменьшения виброактивности подшипникового узла целесообразно применять вместо подшипников качения подшипники скольжения.

В высокооборотных роторных машинах масляный слой подшипников скольжения оказывает существенное влияние на динамику машины.

Вследствие влияния масляной пленки действительная критическая скорость ротора может оказаться на 30-50% меньше расчетной на жестких опорах [4]. Наличие неконсервативных сил предопределяет возможность потери устойчивости ротора.

Во всех типах электрических машин в той или иной степени проявляется магнитный шум. Сам принцип работы электрической машины таков, что он связан с возбуждением магнитных полей, которые и являются источниками вибраций и шума.

При вращении зубчатого якоря в машинах постоянного тока происходит периодическое изменение магнитной проводимости воздушного зазора. Вместе с колебаниями магнитной проводимости колеблется и магнитная сила притяжения между полюсом и якорем.

Возникновение магнитного шума в асинхронных и синхронных машинах переменного тока имеет много общего с машинами постоянного тока. Отличие заключается в том, что в машинах постоянного тока деформация статора возникает под действием сосредоточенных сил, а в машинах переменного тока – под действием синусоидально распределенных сил.

Аэродинамический шум в электрических машинах создается в основном вращающимся ротором и крыльчаткой вентилятора. Шум вращения порождает

в спектре шума электрической машины тональную составляющую, кратную числу лопаток вентилятора.

Таким образом, электрические машины имеют большое количество источников возмущающих сил, обладающих широким спектром.

Причины, вызывающие вибрации в металлорежущих станках разнообразны. Они могут быть вызваны колебаниями других машин или станков и передаваться через опорные связи.

Неуравновешенность самого станка, приводящая к вибрациям, определяется неуравновешенностью вращающихся масс в механизмах станка: муфт, шкивов, зажимных патронов и т.п.

Дефекты в передачах станка также вызывают появление вибраций. Это могут быть погрешности при нарезании зубчатых колес. Колебания могут возникать в трубопроводе в станках с гидравлическим приводом.

Вибрации станков во многих случаях возникают из-за прерывистого характера процесса резания. Часто метод обработки сам по себе обуславливает периодические колебания усилий резания. К методам обработки, вызывающим вибрации станков, относятся, прежде всего, фрезерование, протягивание, шлифование.

Иногда в станках наблюдаются вибрации особого рода, возникающие при самой обычной токарной обработке резцом. При этом не обнаруживаются внешних источников возмущающих сил. Вибрации в этом случае носят автоколебательный характер. Частота колебаний зависит от жесткости системы: станок – обрабатываемая деталь – инструмент.

В качестве одного из основных методов борьбы с вибрациями в станках можно считать повышение жесткости этой системы.

Рассмотрены различные механические системы, но имеющие одинаковые по своей физической природе источники колебательной энергии.

Список литературы

1. Брановский М.А. Исследование и устранение вибраций турбогенераторов / М.А. Брановский, И.С. Лисицин, А.П. Сивков. – М.: Энергия, 1989. – 22 с.
2. Вибрации энергетических машин: Справочное пособие / Под ред. Н.В. Григорьева, 1974. – 464 с.
3. Исакович М.М. Устранение вибраций электрических машин / М.М. Исакович, Л.И. Клейман, Б.Х. Перганок. – Л.: Энергия, 1989. – 215 с.
4. Тондл А. Динамика роторов турбогенераторов. – Л.: Энергия, 1971. – 387 с.

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

THEORY OF MECHANISMS AND MACHINES

УДК 621.01: 681.3

О КОМПЬЮТЕРНОМ ВОСПРОИЗВЕДЕНИИ САТЕЛЛИТНЫХ КРИВЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Степанов А.В., Степанов И.Ю.

Новокузнецкий институт (филиал) Кемеровского государственного университета, Новокузнецк

Ключевые слова: планетарный механизм, сателлитная кривая, компьютерная программа, визуализация.

Аннотация. Несмотря на то, что кинематика планетарных и дифференциальных механизмов изучалась уже более полувека тому назад, применение компьютерных средств при их моделировании позволяет получать новые представления о движении различных точек механизма в пространстве. Это связано с тем, что проводимые ранее исследования осуществлялись в два этапа. На первом этапе осуществлялись численные расчеты, а на втором этапе графические построения. Поскольку графические построения вручную представляли собой утомительную работу, приходилось уменьшать количество точек кривых, проводить расчеты в ограниченном диапазоне изменяемых параметров. Использование компьютерных программ для анализа сателлитных кривых позволяет осуществлять вычислительные эксперименты с любой точностью и оперативно воспроизводить кривые в широком диапазоне варьируемых параметров.

Планетарным называется шарнирный механизм, в котором имеется хотя бы одно колесо с подвижной в пространстве осью.

На рисунке 1 показана схема простейшего планетарного механизма, в состав которого входят:

- колесо с подвижной геометрической осью (1), которое называют сателлитом;
- центральное колесо (2), которое может быть неподвижным, либо может вращаться вокруг неподвижной оси;
- специальный рычаг H , который ведет сателлит и, видимо по этой причине, называется водилом.

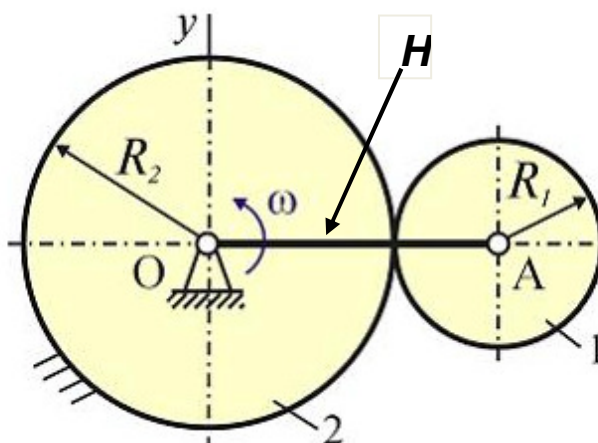


Рисунок 1 – Простейший планетарный механизм

Название этого механизма происходит от спутников (их может быть несколько), которые подобно планетам, вращаются относительно своих осей и, в то же время, вокруг большого центрального колеса (солнца).

Взаимодействие центрального колеса и спутников может осуществляться с помощью фрикционной связи либо с помощью зубчатого зацепления. Чаще всего колеса механизма представляют собой зубчатые звенья. Если колесо 1 связать со штангой, на конце которой закреплен рабочий орган, то он будет перемещаться по линии, называемой спутниковой кривой.

В [1] на стр. 112 приведены формулы расчета координат спутниковой кривой трехзвенного планетарного механизма, в одной из которых допущена досадная ошибка. Они имеют следующий вид (в обозначениях рисунка 1):

$$\left. \begin{aligned} x &= R_1 (i_{12}^H - 1) \cos \varphi_H + \lambda R_1 \cos | (1 - i_{12}^H) \varphi_H ; \\ y &= R_1 (i_{12}^H - 1) \sin \varphi_H - \lambda R_1 \sin | (1 - i_{12}^H) \varphi_H . \end{aligned} \right\}$$

где φ_H – угол поворота водила, λ – отношение длины штанги к радиусу спутника; i_{12}^H – передаточное число от спутника к центральному колесу.

Для анализа формы спутниковых кривых была разработана компьютерная программа, позволяющая производить расчеты их координат при изменении угла поворота водила и осуществлять их визуализацию. Проект подготовлен в интегрированной среде Microsoft Visual Studio 2010 с использованием популярного и перспективного языка программирования C#.

На рисунке 2 представлено окно главной формы, а в таблице 1 некоторые варианты спутниковых кривых.

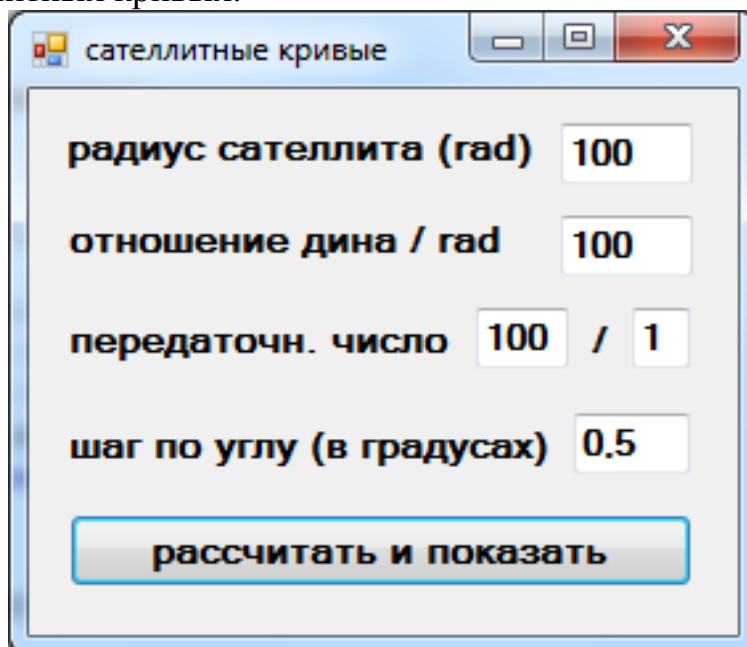

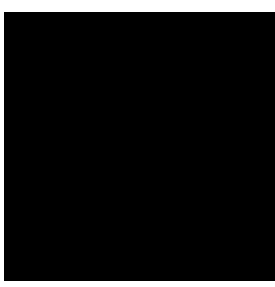
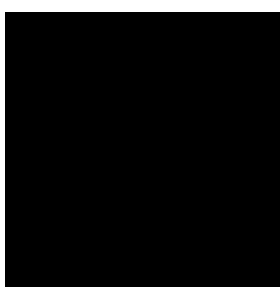
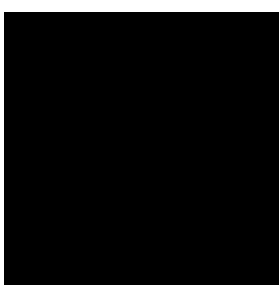

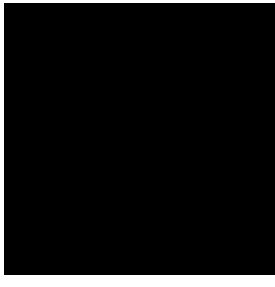

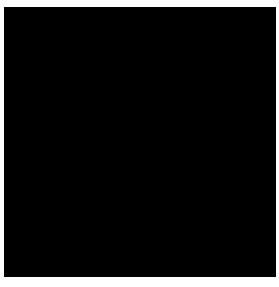
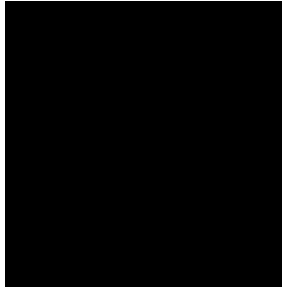
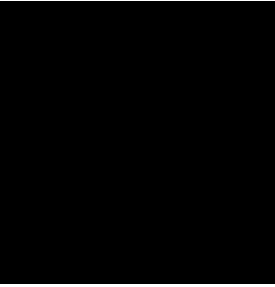
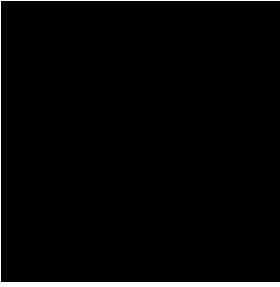
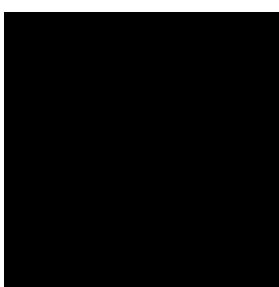


Рисунок 2 – Главное окно рабочей программы

Таблица 1 – Некоторые варианты сателлитных кривых


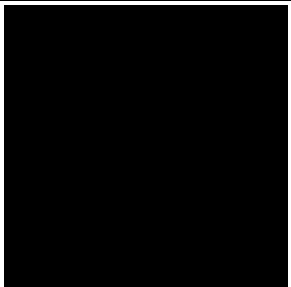
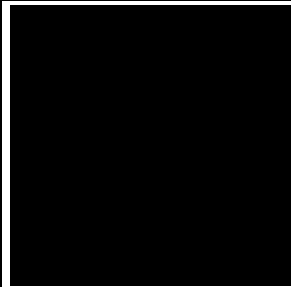
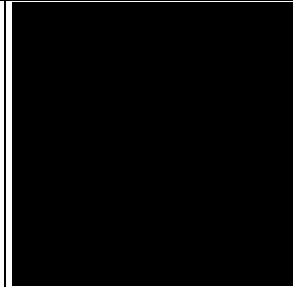
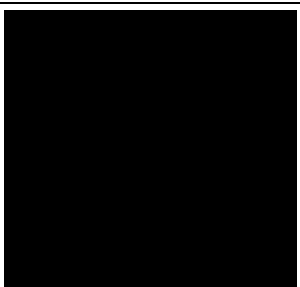
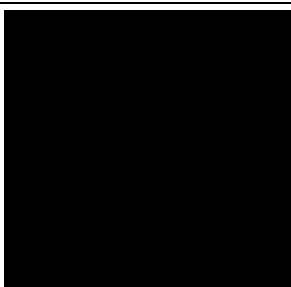
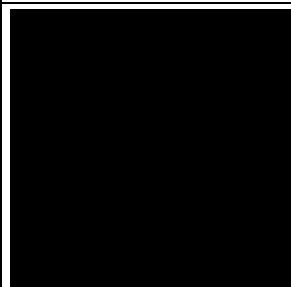
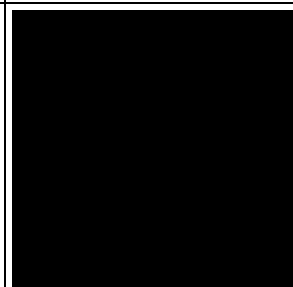
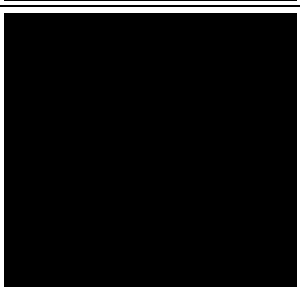
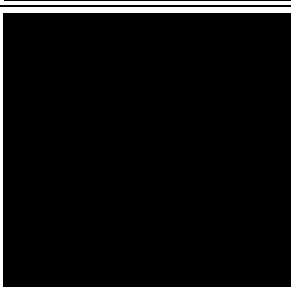

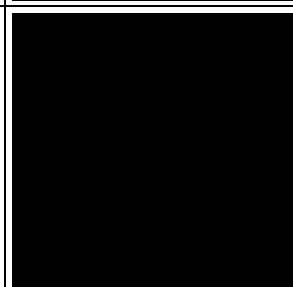
$i_{12}^H \downarrow$	$\lambda = 0,5$	$\lambda = 1$	$\lambda = 1,5$	$\lambda = 2$
3				
4				
5				

Анализ приведенных в таблице кривых показывает, что при увеличении передаточного числа от сателлита к центральному колесу увеличивается число узловых точек фигур. При значении $\lambda > 1$ сателлитные кривые представляют собой удлиненные гипоциклоиды. Причем при увеличении значения этого параметра увеличивается размер их петель. Для получения сателлитных кривых планетарного механизма с внутренним зацеплением необходимо изменить знак передаточного соотношения.

Особый интерес представил анализ результатов при вводе так называемых запредельных данных. Некоторые из такого рода полученных кривых приведены в таблице 2.

Программы геометрического анализа, подобные приведенной, позволяют оперативно изменять значения параметров механизма и мгновенно получать визуальное отображение траектории движения заданных точек. Для дополнительного анализа траектории движения рабочего органа механизма в программе имеется таймер, с помощью которого можно изменять скорость построения сателлитной кривой и производить линейные измерения перемещений рабочего органа. Изменение скорости построения кривой позволяет производить детальный анализ траектории движения рабочего органа.

Таблица 2 – Вид сателлитных кривых при больших значениях параметров механизма

$i_{12}^H \downarrow$	$\lambda = 10$	$\lambda = 20$	$\lambda = 40$	$\lambda = 80$
10				
40				
100				

Программы исследования планетарных и дифференциальных зубчатых механизмов объединены в пакет, подобно пакету компьютерных программ для автоматизированного синтеза структур плоских шарнирных систем [2].

Выводы. Современные компьютеры, их технические и программные средства, позволяют эффективно решать задачи, связанные с проблемой кинематического анализа планетарных зубчатых механизмов с внутренним и внешним зацеплением. Использование таймера дает возможность проводить детальный анализ траектории движения рабочего органа.

Список литературы

1. Боренштейн Ю.П. Исполнительные механизмы со сложным движением рабочих органов. – Л: Машиностроение, 1973. – 120 с.
2. Степанов А.В. Пакет компьютерных программ для автоматизированного синтеза структур плоских шарнирных систем // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2008. – №2(66). – С. 68-75.

К ВОПРОСУ О СТРУКТУРНОМ СИНТЕЗЕ ТРЕХЗВЕННЫХ НЕАССУРОВЫХ МЕХАНИЗМОВ НУЛЕВОГО СЕМЕЙСТВА

Попугаев М.Г.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

Ключевые слова: трехзвенный механизм, неасуровый механизм, ведущее звено, семейство, подсемейство, кинематическая пара, многоподвижный привод, классификация, структура, группы нулевой подвижности, универсальная структурная система.

Аннотация. В статье рассматривается задача, связанная с исследованием трехзвенных механизмов. Рассматриваются известные подходы к синтезу структур механизмов. Приводится первый и второй уровень универсальной структурной классификации механизмов профессора Дворникова Л.Т., соответственно деление механизмов на ассуровы, неассуровы и семейства (подсемейства). Рассматриваются одно-, двух-, трех-, и четырехподвижные приводы. Решается задача об исследовании неодноподвижных приводов, на основании которых формулируется принцип создания неассуровых трехзвенных механизмов.

Наиболее простыми и широко используемыми в технике механизмами являются трехзвенные, состоящие из двух звеньев, движущихся относительно третьего неподвижного звена – стойки. Под механизмом в работе понимается кинематическая цепь, в которой присутствуют входное и выходное звенья, связанные со стойкой, т.е. цепь – замкнутая на стойку и обладающая определенностью движения [1].

Согласно универсальной структурной классификации механизмов профессора Дворникова Л.Т. [2] на первом уровне механизмы делятся на ассуровы и неассуровы. Ассуровыми называют механизмы, в которых ведущее звено или вращается относительно стойки, или движется относительно нее поступательно. По Ассуру любой механизм синтезируется путем наложения на ведущее звено групп звеньев, обладающие нулевой подвижностью. Так, например, синтез структур ассуровых трехзвенных механизмов сводится к поиску групп нулевой подвижности, в которых присутствует одно звено [3, 4].

Второй род механизмов неассуровы, т.е. такие в которых ведущие звенья связываются со стойкой в пары более высоких классов – P_4 , P_3 , P_2 , позволяющие две и более подвижности, при этом все подвижности кроме одной оказываются зависимыми. Синтез неассуровых механизмов в отличие от ассуровых не может осуществляться путем присоединения групп нулевой подвижности.

Так, если в отличие от известной конструкции поршня (рисунок 1,а), в качестве ведущего звена использовать поршень гидроцилиндра с угловым штоком (рисунок 1,в), то входная пара окажется парой четвертого класса. В этом случае поршень обладает двумя движениями, а именно поступательным вдоль оси гидроцилиндра и вращательным, вокруг той же оси. [5,6] При создании неассуровых механизмов их синтез должен осуществляться по иным правилам. Если поршень гидроцилиндра выполнить сферическим, то

принципиально возможно на входе механизма организовать кинематические пары p_3 (рисунок 1,с) и p_2 (рисунок. 1,d) [5].

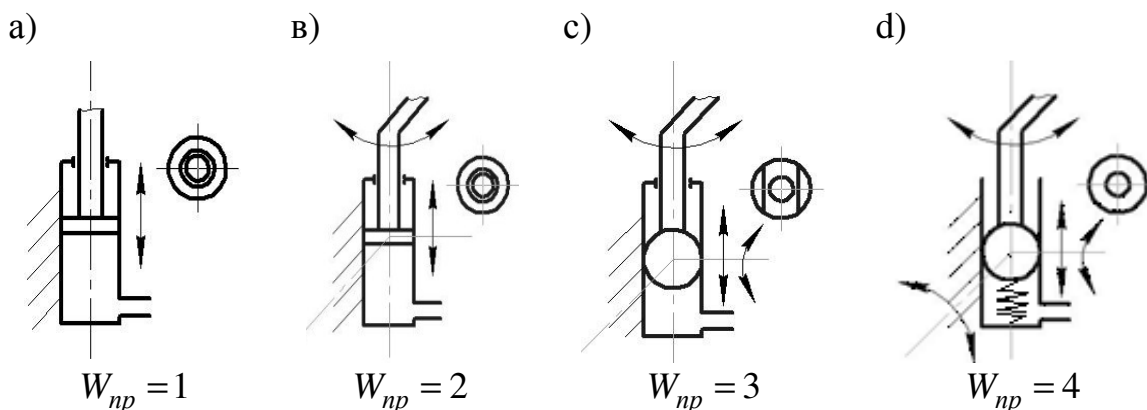


Рисунок 1 – Варианты ведущих звеньев механизмов

Для синтеза неасуровых механизмов воспользуемся уравнением

$$W_{np} + W_{zp} = W,$$

откуда следует, что

$$W_{zp} = W - W_{np}, \quad (1)$$

где W_{np} – подвижность привода; W_{zp} – подвижность присоединяемой группы; W – подвижность цепи.

Для поиска групп нулевой подвижности для неасуровых механизмов воспользуемся универсальной структурной системой [1]

$$p = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + in_i + \dots + 2n_2 + n_1, \quad (2)$$

$$n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1,$$

в качестве начальных условий примем $n = 1, \tau = 2, W = -1$, т.к. будем рассматривать трехзвенные механизмы второго вида, тогда из (2) получим

$$p = 2 + n_1, \quad (3)$$

$$n_1 = 0.$$

Определим необходимое количество кинематических пар, воспользовавшись формулами подвижности для каждого подсемейства нулевого семейства:

$$W_{0(0)} = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1,$$

$$W_{0(1)} = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2,$$

$$W_{0(2)} = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - p_1,$$

$$W_{0(3)} = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3,$$

$$W_{0(4)} = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 2p_2 - p_1,$$

$$W_{0(5)} = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 2p_2,$$

$$W_{0(6)} = 6n - 5p_5 - 4p_4 - p_1,$$

$$\begin{aligned}
W_{0(7)} &= 6n - 5p_5 - 4p_4, \\
W_{0(8)} &= 6n - 5p_5 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \\
W_{0(9)} &= 6n - 5p_5 - 3p_3 - 2p_2, \\
W_{0(10)} &= 6n - 5p_5 - 3p_3 - p_1, \\
W_{0(11)} &= 6n - 5p_5 - 3p_3, \\
W_{0(12)} &= 6n - 5p_5 - 2p_2 - p_1, \\
W_{0(13)} &= 6n - 5p_5 - 2p_2, \\
W_{0(14)} &= 6n - 5p_5 - p_1, \\
W_{0(15)} &= 6n - 5p_5, \\
W_{0(16)} &= 6n - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \\
W_{0(17)} &= 6n - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2, \\
W_{0(18)} &= 6n - 4p_4 - 3p_3 - p_1, \\
W_{0(19)} &= 6n - 4p_4 - 3p_3, \\
W_{0(20)} &= 6n - 4p_4 - 2p_2 - p_1, \\
W_{0(21)} &= 6n - 4p_4 - 2p_2, \\
W_{0(22)} &= 6n - 4p_4 - p_1, \\
W_{0(23)} &= 6n - 4p_4, \\
W_{0(24)} &= 6n - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \\
W_{0(25)} &= 6n - 3p_3 - 2p_2, \\
W_{0(26)} &= 6n - 3p_3 - p_1, \\
W_{0(27)} &= 6n - 3p_3, \\
W_{0(28)} &= 6n - 2p_2 - p_1, \\
W_{0(29)} &= 6n - 2p_2, \\
W_{0(30)} &= 6n - p_1.
\end{aligned}$$

Так, например, в девятом подсемействе нулевого семейства формула подвижности примет вид [2]

$$W_{0(9)} = 6n - 3p_3 - 4p_4,$$

подставив в нее начальные значения, получим

$$-1 = 6 - 3p_3 - 4p_4,$$

решая совместно с (3) получим, что в данной группе присутствуют одна пара p_4 и одна пара p_3 , а в качестве привода используется ведущее звено, обладающее двумя движениями $W_{np} = 2$ (рисунок 1,в). Так на рисунке 2 показаны механизмы, которые удовлетворяют данному решению [6,7]. На рисунке 2,а показан механизм, в котором последовательность расположения кинематических пар $p_4-p_3-p_4$, на рисунке 2,в соответственно $p_4-p_4-p_3$.

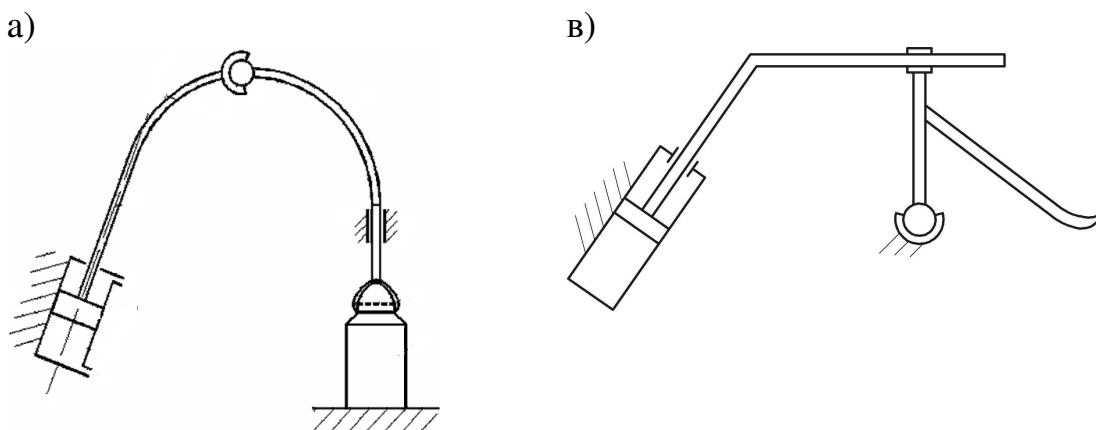


Рисунок 2 – Неассуровы пространственные трехзвенные механизмы

Используя выражения (1), (2), и формулы подвижности для каждой из подсемейств можно найти все многообразие групп с подвижностью -1, -2, -3, которые применяются для создания неассуровых трехзвенных механизмов.

Список литературы

1. Дворников Л.Т., Попугаев М.Г. Основы теории трехзвенных механизмов и соединений // МашиноСтроение. – 2011. – №21. – С. 38-60.
2. Дворников Л.Т. Основы всеобщей (универсальной) классификации механизмов // Теория механизмов и машин. – 2011. – №2. – Т. 9. – С. 18–29.
3. Попугаев М.Г. К вопросу о классификации трехзвенных механизмов // Современные проблемы теории машин. – 2014. – №2. – С. 56-58.
4. Popugaev M G. On the Classification of Three-Link Mechanisms / M.G. Popugaev, L.T. Dvornikov // Advanced Materials Research. – 2014. – Vol. 1040. – P. 690-693. – doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.1040.690 eid 2-s2.0-84913556580
5. Попугаев М.Г. Приводы для неассуровых механизмов // Наука и молодеж: проблемы, поиски, решения. Труды Всероссийской конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – Новокузнецк: СибГИУ, 2008. – Вып. 12. – Ч II. Технические науки. – С. 132-133.
6. Патент №97934 РФ, МПК6 B01F 7/00. Пространственный смесительный механизм / Дворников Л.Т., Попугаев М.Г. – №2010114699/05; приоритет от 13.04.2010; опубл. 27.09.2010, Бюл. №27.
7. Патент №2404384 РФ, МПК6 F16H21/12. Пространственный трехзвенный поворотный механизм / Дворников Л.Т., Попугаев М.Г., Гредзен П.С. – №2009102556/11; приоритет от 26.01.2009; опубл. 20.11.2010, Бюл. №32.

СИНТЕЗ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ С БЕЗЗАЗОРНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ*Шевченко С.В.¹, Кроль О.С.²*¹*Луганский университет им. В. Даля, Луганск,*²*Восточнoукраинский национальный университет им. В. Даля, Северодонецк***Ключевые слова:** безззорное зацепление, червячная передача, скользящие опоры.**Аннотация.** Предложен способ образования червячной передачи с безззорным зацеплением при вертикальной оси червячного колеса. Определена величина смещения червяка в зависимости от параметров передачи. Получена зависимость для расчета потребной силы сжатия пружин в скользящих опорах вала червяка.

В реверсивных механизмах, где требуется строгая синхронизация вращений приводного и ведущего валов, использование классических передач, в том числе и червячных, нежелательно. Это связано с тем, что в момент реверса ведущего червяка ведомое червячное колесо некоторый промежуток времени будет неподвижно. Причиной задержки вращения колеса является наличие зазоров в зацеплении. В результате происходит рассогласование вращений червяка и червячного колеса и, как следствие, появляется неточность позиционирования рабочего органа технологического устройства, транспортного средства или прибора. Для устранения этого недостатка разработаны различные технические решения. Одно из них связано с применением безззорной червячной передачи. Существующие методы создания безззорного зацепления червячной пары предполагают изменения в технологии изготовления червяка и колеса или используют дополнительные устройства для устранения зазоров в червячном зацеплении [1-3]. Присущий им общий недостаток заключается в усложнении процесса изготовления и (или) конструкции безззорной червячной передачи. В настоящей статье предложен метод образования безззорного червячного зацепления, в котором не требуется вносить какие-либо конструктивные изменения в геометрию червяка и червячного колеса [4].

Идея предлагаемого метода создания червячной пары с нулевыми зазорами в зацеплении заключается в следующем (рисунок 1). Стандартный червяк (ZA, ZJ, ZN, ZT) вводится в зацепление с червячным колесом. Причем, витки червяка и зубья колеса являются взаимооггибаемыми, то есть сопряженные поверхности витков и зубьев формируются по 2-му методу Оливье. Исходное положение червяка относительно колеса показано на рисунке 1 пунктиром. Опоры вала червяка отличаются от обычных тем, что они могут “скользить” в вертикальной плоскости под действием веса вала червяка (в сборе с подшипниками и др. деталями) или от силы сжатия пружин (рисунок 2). В таких скользящих опорах червяк сместится вниз настолько, насколько позволят зазоры в зацеплении (естественно, ось вала червячного колеса должна быть вертикальной). В результате зацепление червячной пары будет **безззорным**. Определим величину смещения вала червяка U (рисунок 3).

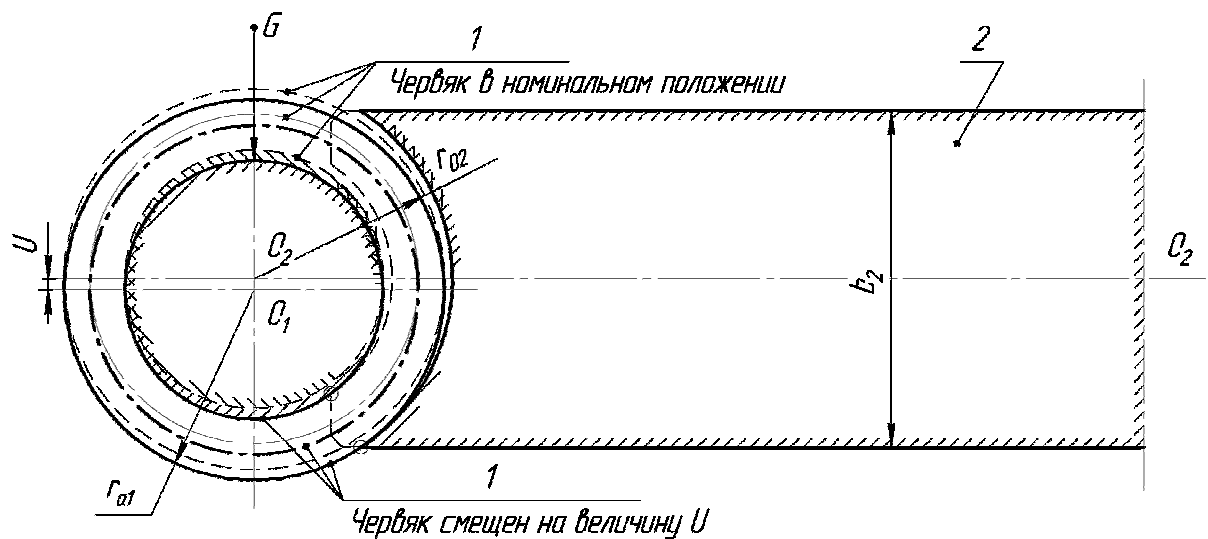


Рисунок 1 – Смещение червяка

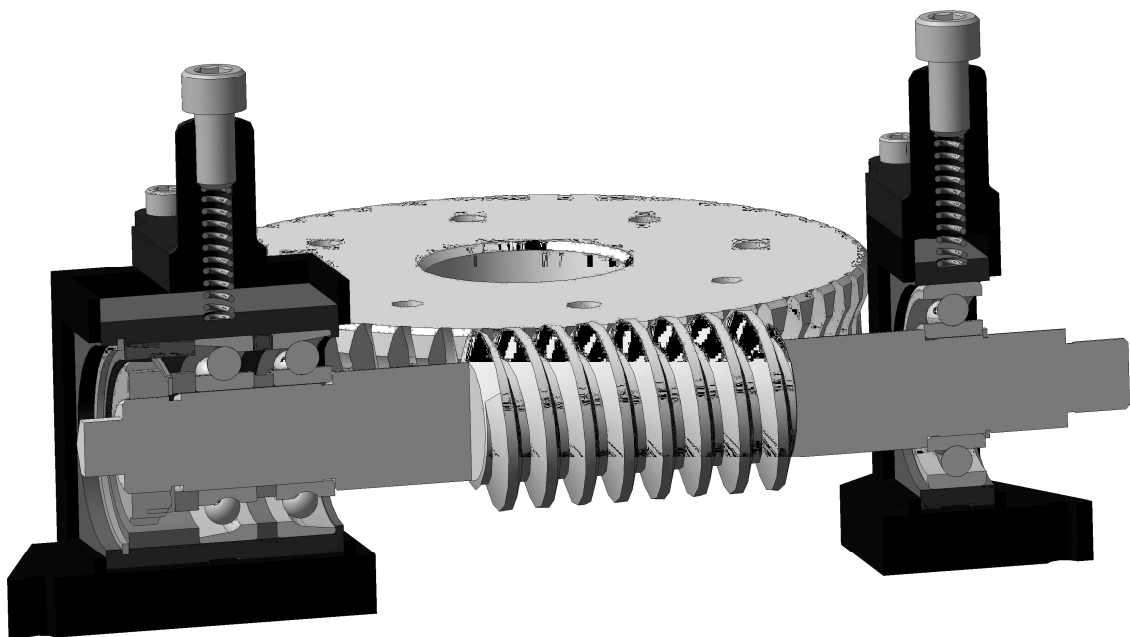


Рисунок 2 – Беззазорная червячная передача

Исходные параметры передачи, которые являются известными величинами: $r_{a1} = 0,5 \cdot m \cdot (q + 2)$ – радиус вершин витков червяка; $r_{02} = r_{a1} + \Delta = m \cdot [0,5 \cdot (q + 2) + 0,2]$ – радиус дуги окружности, очерчивающей впадины зубьев колеса в осевом сечении; $b_2 \leq 1,5 \cdot r_{a1} = 0,75 \cdot m \cdot (q + 2)$ – ширина венца червячного колеса; (m и q – модуль и коэффициент диаметра червяка).

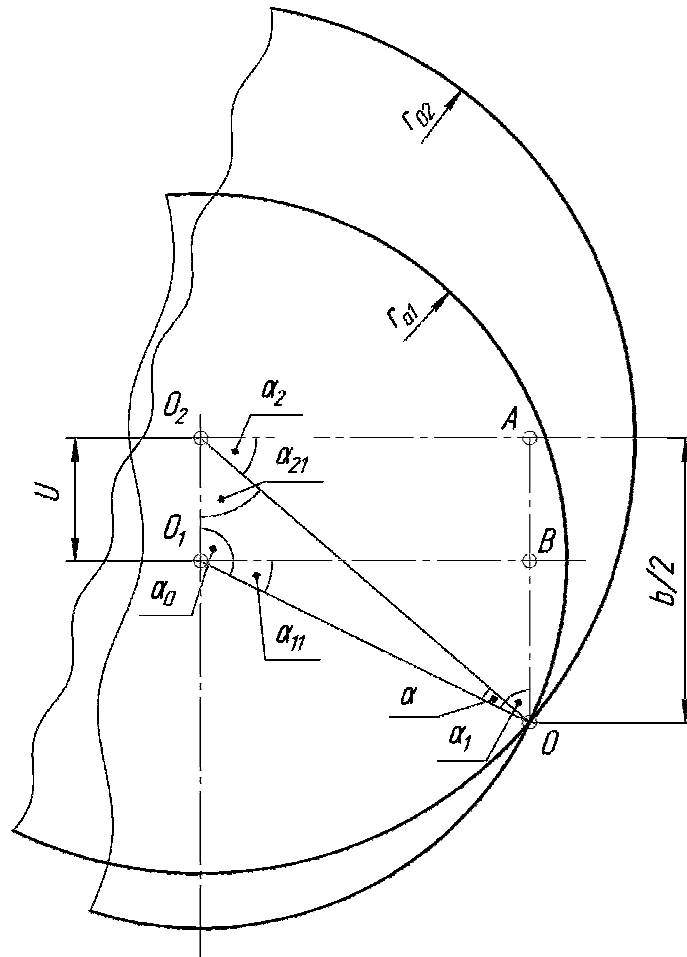


Рисунок 3 – К определению смещения червяка

Из ΔO_2OA (рисунок 3) следует:

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{OA}{OO_2}\right) = \arcsin\left(\frac{b_2/2}{r_{02}}\right).$$

Из ΔO_1BO :

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{O_1B}{OO_1}\right) = \arcsin\left(\frac{O_2A}{OO_1}\right) = \arcsin\left[\frac{\sqrt{r_{02}^2 - (b_2/2)^2}}{r_{a1}}\right]; \quad \alpha_{11} = \pi/2 - \alpha_1.$$

Очевидно, что:

$$\alpha_0 = \pi/2 + \alpha_{11} = \pi - \alpha_1; \quad \alpha_{21} = \pi/2 - \alpha_2.$$

Из ΔO_2O_1O :

$$\alpha = \pi - (\alpha_0 + \alpha_{21}) = \alpha_1 + \alpha_2 - \pi/2.$$

В результате, из ΔO_2O_1O , где известны две стороны: $O_1O = r_{a1}$ и $O_2O = r_{02}$, а также угол α между ними, находится искомое смещение червяка U :

$$U = \sqrt{r_{a1}^2 + r_{02}^2 - 2 \cdot r_{a1} \cdot r_{02} \cdot \cos \alpha}. \quad (1)$$

Расчеты по зависимости (1) для червячных передач с различными параметрами зацепления показали, что $U/d_1 \approx 0,02 \dots 0,04$, то есть, для образования безззорного зацепления достаточно предусмотреть возможность

смещения червяка параллельно оси колеса на величину U , равную 2...4% от его делительного диаметра $d_1 = m \cdot q$.

Червяк должен находиться в смещенном положении при любом направлении окружной силы на червяке F_{t1} . При действии F_{t1} вниз вес вала червяка в сборе G суммируется с F_{t1} и появление зазоров в зацеплении исключено. Если же F_{t1} будет направлена вверх, как на рис. 4, то при $F_{t1} > G$ червяк сместится вверх, что приведет к появлению зазоров в зацеплении. Для предотвращения перемещения червяка вверх в корпусе скользящих опор вала червяка установлены пружины сжатия 5 (рисунок 4), препятствующие этому перемещению.

Потребная сила сжатия пружин F_{II} рассчитывается из условия равновесия системы сил, изображенной на рисунке 4.

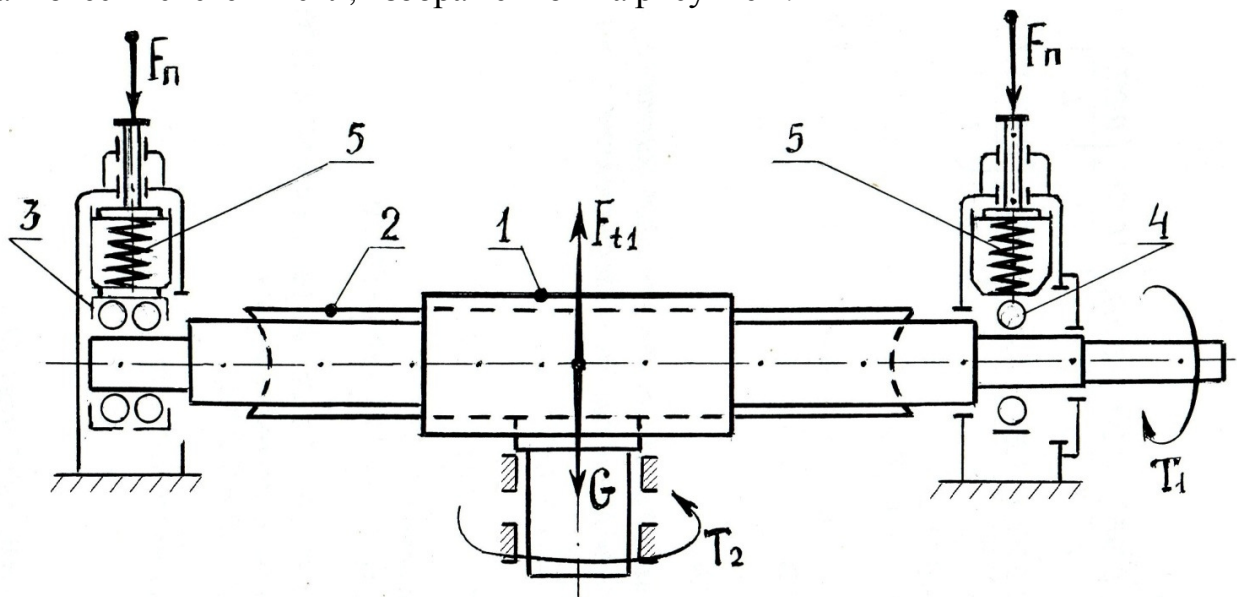


Рисунок 4 – К расчету силы сжатия пружин F_{II}

1 – червяк; 2 – червячное колесо; 3 и 4 – подшипники в скользящих опорах вала червяка, которые поджимаются пружинами 5; T_1 и T_2 – вращающие моменты на валах червяка и колеса; G – вес вала червяка в сборе; F_{t1} – окружная сила на червяке

Из условия равновесия сил: $F_{t1} = 2 \cdot F_{II} + G$, следует

$$F_{II} \geq (F_{t1} - G) / 2, (H).$$

После преобразований, получим

$$F_{II} \geq T_2 \cdot \frac{\operatorname{tg}(\gamma + \phi')}{d_2} - \frac{G}{2}, (H), \quad (2)$$

где $d_2 = m \cdot z_2$ – делительный диаметр червячного колеса, м; $\gamma = \operatorname{arctg}(z_1 / q)$ – делительный угол подъема витков червяка, град;

ϕ' – приведенный угол трения в зацеплении, град.

При выводе соотношения (2) использован приближенный вариант расчета КПД червячной пары, принятый в инженерной практике:

$$\eta \approx \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'). \quad (3)$$

При уточненном варианте расчета КПД [5] сила пружин F_{II} определяется следующим образом:

$$F_{II} \geq T_2 \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{d_2 \cdot \eta} - \frac{G}{2}. \quad (4)$$

Здесь η – КПД зацепления червячной пары, учитывающий две составляющие относительного движения червяка: винтовое и в плоскости червячного колеса:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} - \frac{\pi}{2} \cdot f_{np} \cdot \frac{\varepsilon_S}{z_2}, \quad (5)$$

где $f_{np} = B - C \cdot V_S$ – приведенный коэффициент трения при качении зубьев по виткам, B и C – коэффициенты влияния материалов червячной пары, шероховатости рабочих поверхностей, смазочного материала [5];

$$\varepsilon_S = \sqrt{[0,17 \cdot z_2 + 0,34 \cdot (x + 1)]^2 - (0,16 \cdot z_2)^2} - 0,058 \cdot z_2 + 1,01 \cdot (1 - x) -$$

коэффициент перекрытия червячной передачи в средней торцовой плоскости червячного колеса; (x – коэффициент смещения червяка).

Расчеты показывают, что значение КПД по уточненному варианту (5) отличается от приближенного варианта (3) не более чем на 5...6%. Однако разница в силе F_{II} , посчитанной с η по (5) и (3), более существенна – до 10...15%. Поэтому в ответственных механизмах расчет η следует выполнять по формуле (5).

Пример. Для червячной передачи в приводе стола металлорежущего станка СВМ1Ф4 определить смещение червяка U , обеспечивающее беззазорное зацепление с колесом, а также потребную силу сжатия пружин в скользящих опорах червяка для разнонаправленных F_{I1} и G .

Исходные данные. Вращение стола осуществляется червячной передачей с параметрами:

$$a_W = 98 \text{ мм}; m = 3,15 \text{ мм}; q = 12,5;$$

$$z_1 / z_2 = 1/50; x = 0; b_2 = 34 \text{ мм};$$

$$d_1 = m \cdot q = 3,15 \cdot 12,5 = 39,38 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 3,15 \cdot 50 = 157,5 \text{ мм};$$

$$\gamma = \operatorname{arctg}(z_1 / q) = \operatorname{arctg}(1/12,5) = 4,57^\circ;$$

$$\text{вес вала червяка в сборе } G \approx 47 \text{ Н}.$$

Пределы частот вращения червяка: $n_1 = 400 \dots 2000 \text{ мин}^{-1}$, соответствующие им крутящие моменты на валу червячного колеса: $T_2 = 745 \dots 194 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Решение.

1. Смещение вала червяка U .

$$r_{a1} = 0,5 \cdot m \cdot (q + 2) = 0,5 \cdot 3,15 \cdot (12,5 + 2) = 22,84 \text{ мм}.$$

$$r_{02} = m \cdot [0,5 \cdot (q + 2) + 0,2] = 3,15 \cdot [0,5 \cdot (12,5 + 2) + 0,2] = 23,47 \text{ мм.}$$

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{b_2/2}{r_{02}}\right) = \arcsin\left(\frac{34/2}{23,468}\right) = 46,42^\circ$$

$$\alpha_1 = \arcsin\left[\frac{\sqrt{r_{02}^2 - (b_2/2)^2}}{r_{a1}}\right] = \arcsin\left[\frac{\sqrt{23,468^2 - (34/2)^2}}{22,838}\right] = 45,1^\circ$$

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 - \pi/2 = 45,1^\circ + 46,42^\circ - 180^\circ/2 = 1,52^\circ.$$

$$U = \sqrt{r_{a1}^2 + r_{02}^2 - 2 \cdot r_{a1} \cdot r_{02} \cdot \cos \alpha} = \\ = \sqrt{22,84^2 + 23,47^2 - 2 \cdot 22,84 \cdot 23,47 \cdot \cos 1,52^\circ} \approx 0,88 \text{ мм.}$$

2. Потребная сила пружины F_{II} .

Расчет выполнен для двух граничных значений частоты вращения червяка

$$n_1 = \begin{cases} 400 \text{ мин}^{-1}; \\ 2000 \text{ мин}^{-1}. \end{cases}$$

Соответственно, скорости скольжения червяка, м/с:

$$V_S = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60000 = \begin{cases} 3,14 \cdot 39,38 \cdot 400 / 60000 \approx 0,82; \\ 3,14 \cdot 39,38 \cdot 2000 / 60000 \approx 4,13; \end{cases}$$

для которых:

$$\varphi' \approx \begin{cases} 1^\circ 39'; \\ 3^\circ 18'. \end{cases} \quad B/C = \begin{cases} 0,085/0,015; \\ 0,055/9,011. \end{cases} \quad f_{np} = \begin{cases} 0,085 - 0,015 \cdot \ln 0,82 \approx 0,088; \\ 0,055 - 0,011 \cdot \ln 4,13 \approx 0,038. \end{cases}$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 4^\circ 34'}{\operatorname{tg}(4^\circ 34' + 1^\circ 39')} - \frac{3,14}{2} \cdot 0,088 \cdot \frac{1,87}{50} \approx 0,573 \rightarrow \text{для } n_1 = 400 \text{ мин}^{-1};$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 4^\circ 34'}{\operatorname{tg}(4^\circ 34' + 3^\circ 18')} - \frac{3,14}{2} \cdot 0,039 \cdot \frac{1,87}{50} \approx 0,731 \rightarrow \text{для } n_1 = 2000 \text{ мин}^{-1}.$$

$$\varepsilon_S = \sqrt{[0,17 \cdot z_2 + 0,34 \cdot (x + 1)]^2 - (0,16 \cdot z_2)^2} - 0,058 \cdot z_2 + 1,01 \cdot (1 - x) = \\ = \sqrt{[0,17 \cdot 50 + 0,34 \cdot (0 + 1)]^2 - (0,16 \cdot 50)^2} - 0,058 \cdot 50 + 1,01 \cdot (1 - 0) \approx 1,87.$$

В результате:

$$F_{II} = \begin{cases} 745 \cdot \operatorname{tg} 4^\circ 34' / (0,1575 \cdot 0,573) - 47/2 \approx 637 \text{ Н} \rightarrow \text{для } n_1 = 400 \text{ мин}^{-1}; \\ 194 \cdot \operatorname{tg} 4^\circ 34' / (0,1575 \cdot 0,731) - 47/2 \approx 112 \text{ Н} \rightarrow \text{для } n_1 = 2000 \text{ мин}^{-1}. \end{cases}$$

При таких значениях U и F_{II} червячная передача привода поворотного стола станка СВМ1Ф4 будет беззазорной, что положительно скажется на точности позиционирования стола и, как следствие, на качестве обрабатываемых деталей.

Вследствие смещения рабочего червяка относительно номинального расположения производящего червяка контакт между витками и зубьями будет точечный. Дальнейшие исследования предложенного беззазорного зацепления будут направлены на сравнительную оценку геометро-кинематических показателей работоспособности передач данного вида с различными типами червяков.

Выводы. В работе рассмотрен метод создания беззазорного зацепления в червячной передаче, основанный на смещении червяка в направлении вертикальной оси червячного колеса под действием собственного веса. Определена потребная сила сжатия пружин, установленных в скользящих опорах вала червяка для случая, когда окружная сила червяка и вес вала червяка в сборе разнонаправлены.

Список литературы

1. Патент RU 2291331С1, МПК F 16Н 55/24. Беззазорная червячная передача и способ нарезания зубьев червячного колеса беззазорной червячной передачи / Лагутин С.А., Долотов С.В. – Оpubл. 10.01.2007, бюл. №1.
2. А.с. №1128019 СССР, МПК F 16 Н 1/16. Беззазорная червячная передача / М.В. Микаелян, В.М. Мирзоян, Р.М. Мелик, В.Г. Саркисян. – Оpubл. 07.12.1984, бюл. Р45(72).
3. Патент RU 2044194, МПК F 16Н 1/16. Червячная передача / Голембиовский А.И., Петров В.А. – Оpubл. 20.09.1995.
4. Патент №95715, Украина, МПК F 16 Н 1/16. Беззазорная червячная передача / С.В. Шевченко, О.С. Кроль, И.А. Сухорутченко. – Оpubл. 12.01.2015, бюл. №1/2015.
5. Машиностроение. Энциклопедия. В 40 т. Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка; под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГОСИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ МАНИПУЛЯТОРА БЫСТРОЙ ЗАМЕНЫ ПОГРУЖНЫХ СТАКАНОВ СЛЯБОВОЙ МНЛЗ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРИНЦИПА ДАЛАМБЕРА

Еронько С.П., Ткачев М.Ю.

Донецкий национальный технический университет, Донецк

Ключевые слова: манипулятор, погружной стакан, принцип Даламбера.

Аннотация. Приведена методика расчета энергосиловых параметров новой конструкции манипуляционной системы быстрой смены погружных огнеупорных стаканов.

Создание надежного оборудования для быстрой замены погружных огнеупорных стаканов, экранирующих струю стали от окружающей атмосферы на участке промежуточный ковш – кристаллизатор слябовой машины непрерывного литья заготовок (МНЛЗ), имеет важное практическое значение, так как направлено на повышение качества выпускаемой металлопродукции. Результаты выполненного литературного анализа и проведенного патентного поиска в этой области свидетельствуют о том, что существующие технические решения не в полной мере соответствуют сложным эксплуатационным условиям комплекса оборудования непрерывной разливки стали. Несвершенство конструкций вспомогательных устройств влечет за собой нерациональные временные и материальные затраты при их обслуживании, а также в некоторых случаях негативно сказывается на выходе годной первосортной непрерывнолитой заготовки (сляба, блюма и т.д.) [1]. Учитывая рекомендации касательно механизации замены погружных огнеупорных стаканов (повышение дистанционности, исключение вариантов приспособлений с ручными приводами), сотрудниками кафедры «Механическое оборудование заводов черной металлургии» ДонНТУ была предложена новая конструкция манипулятора для быстрой замены погружного стакана на слябовой МНЛЗ [2].

Манипулятор (рисунок 1) включает основание 16, на котором смонтирована поворотная колонна 15, установленная в нижней 17 и верхней 14 неподвижных подшипниковых опорах и снабженная горизонтальной пустотелой консолью 2, жестко связанной с платформой 9. На этой платформе размещен силовой цилиндр 7 и на цапфах 4 и 6 закреплена скоба 8, несущая сменный погружной стакан 5. Скоба 8 имеет возможность поворота в вертикальной плоскости относительно пустотелой консоли с помощью механизма, включающего трансмиссионный вал 3, установленный внутри консоли в подшипниковых опорах 10 и 11 и удерживающий на конце, обращенном к поворотной колонне 15, рычаг 12, снабженный роликом 13. Этот ролик размещен в профилированном направляющем пазу, выполненном на наружной цилиндрической поверхности корпуса верхней неподвижной

подшипниковой опоры 14 поворотной колонны. Другой конец трансмиссионного вала жестко связан с цапфой 4 несущей скобы 8. Нижняя часть поворотной колонны 15 снабжена зубчатым венцом 1, посредством зубчатых передач связанным с электромеханическим приводом 18, закрепленным на основании 16.

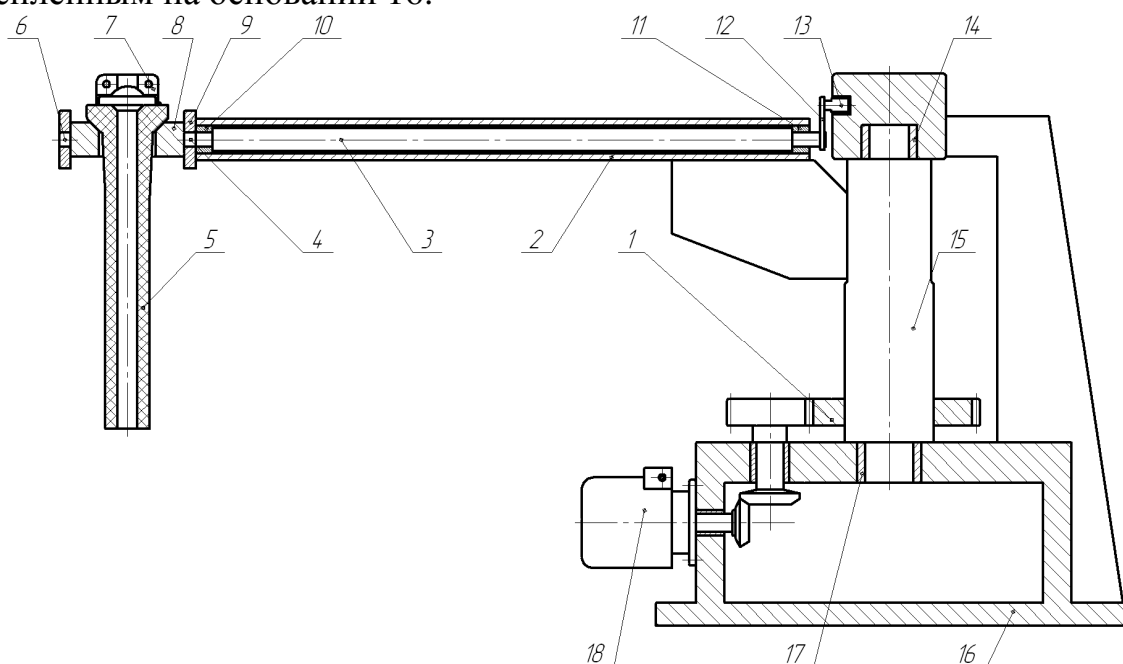


Рисунок 1 – Схема разработанной системы быстрой смены погружного стакана

Для выполнения силового расчета рычажного механизма манипулятора использован принцип Даламбера, позволяющий упростить расчеты задач динамики [3]. Согласно методу, подвижная система тел находится в каждый момент времени в равновесии под действием внешних сил, включая и силы инерции. При этом разделим механизм на две структурные группы (рис. 2) и расчет начнем с последней из них. В ее состав (рис. 2 а) входят установленная на цапфах в подшипниковых опорах D и E скоба, несущая сменный погружной стакан. В период пуска привода манипулятора на звенья рассматриваемой структурной группы действуют силы тяжести стакана $G_{ст}$ и скобы $G_{ск}$; сопротивление трения в подшипниковых опорах D и E , вызванное силами реакций; силы инерции; момент, приложенный к цапфе скобы и необходимый для преодоления указанных сил. Выбираем систему координат, ориентируя направление оси Y_1 перпендикулярно продольной оси симметрии консоли. От оси X_1 будем вести отсчет угла поворота сменного стакана φ_1 . Предварительно находим координаты центра тяжести системы $C_1 (x_{C_1}, y_{C_1}, z_{C_1})$, в котором приложены суммарная сила тяжести $G_1 = G_{ст} + G_{ск}$. Определяем касательную $F_{иr_1}$ и нормальную $F_{ин_1}$ силы инерции, возникающие при повороте скобы со стаканом вокруг оси Y_1 с угловым ускорением ε_1 и угловой скоростью ω_1 . Переносим силы $F_{иr_1}$ и $F_{ин_1}$ в точку C_1 . Силу $F_{ин_1}$ переносим по линии действия. Силу $F_{иr_1}$ переносим параллельно в точку C_1 с добавлением пары, момент которой равен: $M_{j_1} = F_{иr_1} \cdot K_1 C_1$. Момент M_{j_1} направлен в сторону,

противоположную направлению вращения элементов системы. Все силы инерции, действующие на поворотную систему, расположены в одной плоскости, перпендикулярной оси вращения скобы со стаканом Y_1 . Приложенные к системе силы и моменты: M_1 – момент, действующий на цапфу скобы; M_E и M_D – моменты от силы трения в опорах E и D ; X_{1D} , X_{1E} , Z_{1D} , Z_{1E} составляющие реакций в этих опорах. Составим уравнения равновесия по законам статики:

$$\left. \begin{aligned} \sum F_{i_{x_1}} &= F_{w_1} \cdot \cos \varphi_1 + F_{w_1} \cdot \sin \varphi_1 - X_{1D} - X_{1E} = 0; \\ \sum F_{i_{z_1}} &= Z_{1D} + Z_{1E} - G_1 + F_{w_1} \cdot \cos \varphi_1 - F_{w_1} \cdot \sin \varphi_1 = 0; \\ \sum M_{x_1} &= Z_{1D} \cdot y_{1D} - Z_{1E} \cdot y_{1E} = 0; \\ \sum M_{y_1} &= M_1 + G_1 \cdot r_{c_1} \cdot \cos \varphi_1 - M_{j_1} - M_E - M_D - F_{w_1} \cdot r_{c_1} \cdot \cos \varphi_1 = 0; \\ \sum M_{z_1} &= -X_{1D} \cdot y_{1D} + X_{1E} \cdot y_{1E} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (I)$$

Решаем систему уравнений (I) и находим реакции опор E , D и момент M_1 , приложенный к цапфе скобы для преодоления статических и динамических нагрузок при ее повороте вместе со сменным стаканом. Полученные значения M_1 и реакций опор используем при силовом расчете первой группы, включающей поворотную колонну и консоль. Момент M_1 приложим к трансмиссионному валу с измененным направлением на противоположное, а реакции опор E и D – к платформе консоли, изменив их направление (рис. 2 б). Наряду с этим на элементы системы действуют силы тяжести колонны $G_{кол}$ и консоли $G_{кон}$; моменты M_A и M_B от сил трения в подшипниковых опорах A и B поворотной колонны, вызванные силами реакций X_A , Y_A , X_B , Y_B в этих опорах; силы инерции; момент M на зубчатом колесе колонны, необходимый для преодоления указанных сил. Выбираем систему координат и находим координаты центра ее тяжести $C(x_c, y_c, z_c)$, в котором приложена суммарная сила $G = G_{кол} + G_{кон}$. Рассчитываем силы инерции, возникающие при повороте колонны с консолью вокруг оси Z с угловым ускорением ε и угловой скоростью ω . Определяем касательную F_{w_1} и нормальную F_{w_n} силы инерции. Момент добавляемой пары сил F_{w_1} при переносе силы инерции в точку C равен: $M_j = F_{w_1} \cdot KC$. Момент M_j направлен в сторону, противоположную направлению вращения элементов выделенной системы. Все силы инерции, действующие на поворотную систему, расположены в одной плоскости, перпендикулярной оси вращения колонны Z . Кроме того, к системе приложены: M – момент на зубчатом колесе колонны; M_A , M_B – моменты от сил трения в опорах A и B ; составляющие реакций в этих опорах X_A , Y_A , X_B , Y_B , Z_B ; составляющие реакций в опорах D , E и момент M_1 , действующие со стороны элементов первой структурной группы.

Предварительно приведем к оси поворотной колонны момент M_1 , приложенный к трансмиссионному валу. В соответствии со схемой нагружения ролика (рис. 2 в) на него действует сила F_n , прижимающая его к направляющей поверхности паза, и сила сопротивления его перемещению F_c . Сила прижатия ролика: $F_n = M_1/r_k$, где r_k – длина рычага, несущего ролик. Момент

сопротивления повороту колонны, вызванный действием силы F_c : $M_c = F_c \cdot r_p$, где r_p – расстояние от оси поворотной колонны до направляющей поверхности паза, по которой перекатывается ролик.

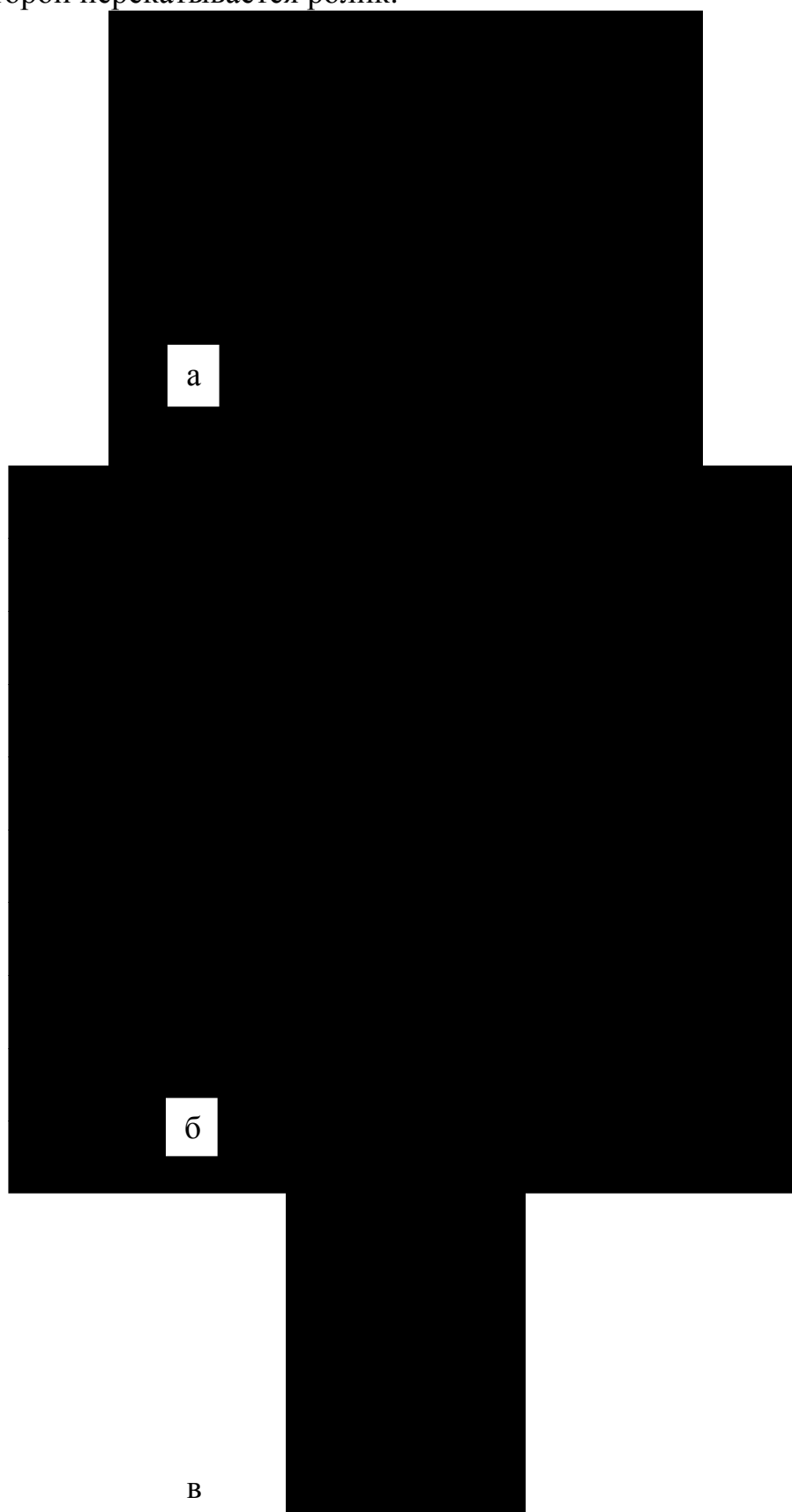


Рисунок 2 – Расчетная схема привода манипулятора смены погружных стаканов

Составим уравнения равновесия по законам статики:

$$\left. \begin{aligned} \sum F_{ix} &= X_B - X_A - F_{wt} \cdot \cos \varphi + F_{wn} \cdot \sin \varphi + X_{1D} \cdot \cos \varphi + X_{1E} \cdot \cos \varphi = 0 \\ \sum F_{iy} &= Y_B - Y_A + F_{wt} \cdot \sin \varphi + F_{wn} \cdot \cos \varphi - X_{1D} \cdot \sin \varphi - X_{1E} \cdot \sin \varphi = 0; \\ \sum F_{iz} &= Z_B - G - Z_{1D} - Z_{1E} = 0; \\ \sum M_{ix} &= -Y_A \cdot z_A + F_{wt} \cdot \sin \varphi \cdot z_C + F_{wn} \cdot \cos \varphi \cdot z_C + G \cdot r_C \cdot \cos \varphi + Z_{1D} \cdot y_D + \\ &\quad + Z_{1E} \cdot y_E - X_{1E} \cdot \sin \varphi \cdot z_E - X_{1D} \cdot \sin \varphi \cdot z_D = 0; \\ \sum M_{iy} &= -X_A \cdot z_A + G \cdot r_C \cdot \sin \varphi - F_{wt} \cdot \cos \varphi \cdot z_C + F_{wn} \cdot \sin \varphi \cdot z_C + Z_{1D} \cdot x_D + \\ &\quad + Z_{1E} \cdot x_E + X_{1E} \cdot \cos \varphi \cdot z_E + X_{1D} \cdot \cos \varphi \cdot z_D = 0; \\ \sum M_{iz} &= -M + M_j + M_B + M_A + F_{wt} \cdot r_C - X_{1E} \cdot \sin \varphi \cdot x_E - X_{1E} \cdot \cos \varphi \cdot y_E - \\ &\quad - X_{1D} \cdot \sin \varphi \cdot x_D - X_{1D} \cdot \cos \varphi \cdot y_D + F_C \cdot r_p = 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{II})$$

Решаем систему уравнений (II) и находим реакции опор A и B , момент M , приложенный к приводному колесу для преодоления статических и динамических нагрузок при повороте колонны с консолью и одновременном относительном развороте скобы со стаканом. Мощность электродвигателя, используемого в приводе манипулятора, рассчитывается исходя из полученного значения момента. Следует отметить, что опыт проектирования систем подобного класса подтверждает острую необходимость использования САПР, например КОМПАС-3D, для более точного определения координат центра тяжести структурной группы и момента инерции относительно оси, проходящей через ее центр тяжести параллельно оси поворота [4].

Таким образом, непосредственное комплексное применение современных САПР и метода Даламбера к задачам динамики, позволяет значительно упростить их решение, реализуемое в виде уравнений равновесия.

Список литературы

1. Burty M. EUR 18647 – Fabrication de l'acier. Inertage et écoulement des jets d'acier dans les busettes de coulée continue. Rapport de la Commission européenne (final). Série: Recherche technique acier. – Luxembourg: Office des publications officielles des Communautés européennes; 1998. – 43 p.
2. Еронец С.П., Сотников А.Л., Ткачев М.Ю. Совершенствование системы быстрой смены погружных стаканов для серийной разливки стали на слябовых МНЛЗ // *Металлургические процессы и оборудование*. – 2012. – №3. – С. 26-38.
3. Михайленко Н.И., Живаго Э.Я. Применение принципа Даламбера к решению технических задач // *Современные проблемы теории машин*. – 2013. – №1. – С. 73-76.
4. Ткачев М.Ю. Использование КОМПАС-3D при расчете и конструировании систем быстрой смены погружных стаканов // *Машиноведение / Материалы 15-й межвузовской научно-методической конференции*. – Донецк: ДонНТУ, 2013. – С. 92-97.

ПРОХОДНОЙ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫЙ МЕХАНИЗМ С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ШАТУННЫМИ УПОРАМИ

Давыдов А.П., Стрыгин С.В., Ермошин Д.М.,

Агафонова А.В., Фроликова Е.А.

*Рязанский институт (филиал) ФГБОУ ВПО «Московский государственный
машиностроительный университет (МАМИ)», Рязань*

Ключевые слова: проходной кривошипно-ползунный механизм, поршневая машина, инерционный шатун, регулируемые упоры.

Аннотация. В статье приводится описание особенностей известного проходного кривошипно-ползунного механизма с упором. Описано компьютерное моделирование работы макета механизма. Предложен вариант совместного использования регулируемых шатунных упоров и инерционного шатуна для поршневой машины с указанным механизмом. Приводятся также результаты компьютерного моделирования работы макета механизма.

Тема разработки связана с проектом, который выполняется при поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере по программе «У.М.Н.И.К.». Проходной кривошипно-ползунный механизм поршневой машины [1-3] относится к машиностроению, в частности к механизмам поршневого привода пневмо- и гидродвигателей, приводных компрессоров, насосов и других поршневых машин. На рисунке 1 показан настольный макет поршневой машины с проходным кривошипно-ползунным механизмом с инерционным шатуном. При демонстрации работы машины с помощью макета иллюстрируется главная проблема структуры проходного кривошипно-ползунного механизма – вырождение механизма при прохождении центра вращательного шарнира ползуна через ось вращательного шарнира кривошипа. При этом ползун получает возможность остановиться, а механизм превращается в единый кривошип. Повышенная инерционность шатуна при этом является вариантом устранения вырожденного состояния механизма, однако требует высокоскоростного режима работы механизма и не решает указанной проблемы при его разгоне.

Одним из известных решений, исключаящих вырождение проходного кривошипно-ползунного механизма в кривошип, является изменение форм звеньев механизма с целью исполнения постоянных упоров – кривошипно-ползунный механизм с кривошипом и шатуном равной длины и упором [4] – периодически взаимодействующих с шатуном. Следствием этого взаимодействия является периодичность движения выходного звена, исключение вырождения.

В данной работе предложено решение, сочетающее инерционный шатун и упоры, регулирующиеся управляющим воздействием. При этом в режиме разгона проходного кривошипно-ползунного механизма (до критической скорости, при которой начинает достаточно проявляться инерционность шатуна) упоры находятся в рабочем положении, периодически

взаимодействуют с шатуном. Когда инерционности шатуна достаточно для исключения вырождения механизма, упоры отводятся в отдельное положение, исключающее их взаимодействие с шатуном.

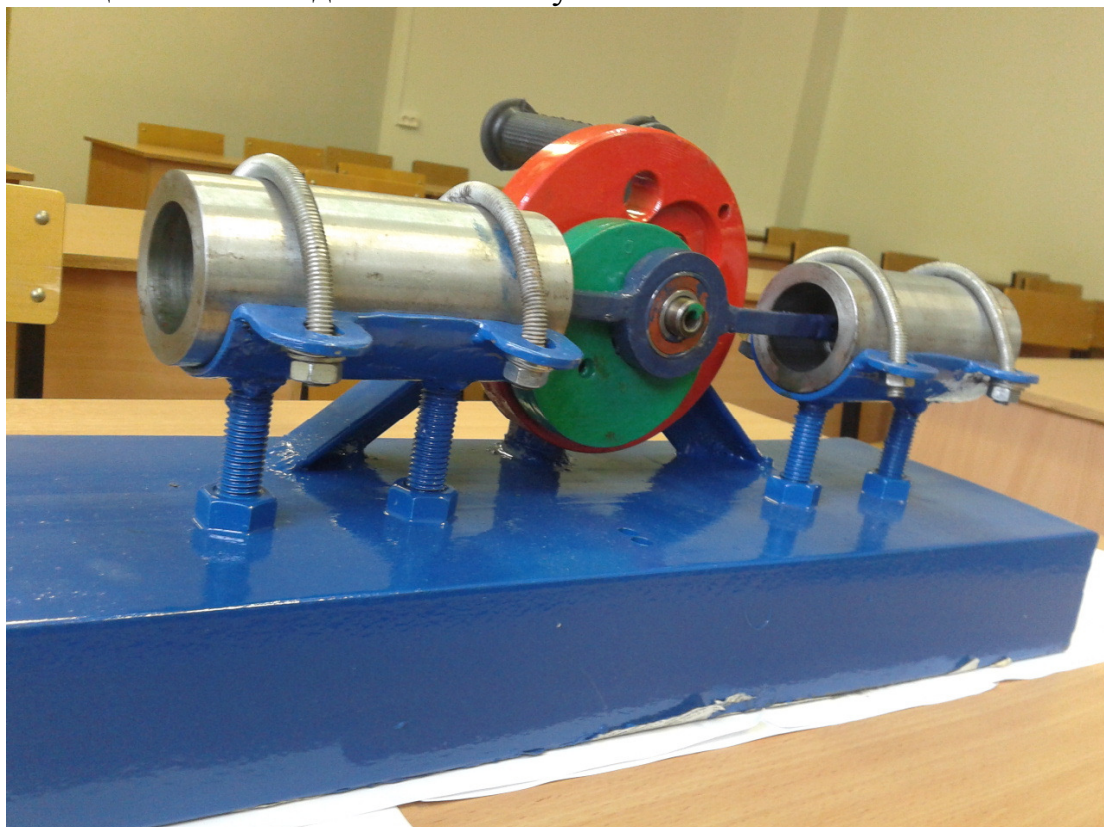


Рисунок 1 – Макет поршневой машины с проходным кривошипно-ползунным механизмом с инерционным шатуном

Для проектирования схемы проходного кривошипно-ползунного механизма с регулируемыми шатунными упорами была разработана твердотельная компьютерная модель механизма (рисунок 2). При этом за основу компьютерной модели принимается физический макет, показанный на рисунке 1. Дополнительно моделируются шарниры регулируемых упоров. На конце левого цилиндра макета поршневой машины с возможностью независимого регулирования относительно горизонтальной плоскости симметрии цилиндра закрепляются два элемента вращательных кинематических пар – по одному сверху и снизу относительно плоскости. Регулируемые упоры выполнены в виде пластин, с одной стороны которых имеется элемент вращательной кинематической пары, с другой – конструктивные элементы винтового зажима, позволяющего вместе с упругим элементом (винтовой цилиндрической пружины сжатия), резьбовым соединением (с помощью гайки и болта) разводить и сводить упоры на требуемую величину углового перемещения.

Компьютерная модель выполнена с использованием программного комплекса «Т-Flex» и представляет собой трехмерную сборку по сопряжениям (кинематическую сборочную модель). В состав структуры сборочной модели включена также задача динамического анализа (используется программный модуль «Т-Flex. Динамика»).

Целью исследования является определение величины критической скорости вращения кривошипа, а также – значений коэффициентов трения, при которых возможна устойчивая работа схемы проходного кривошипно-ползунного механизма на примере его настольного макета и виртуальной модели макета, дополненного моделями регулируемых упоров; проектирование и изготовление макета для демонстрации особенностей проходного кривошипно-ползунного механизма.

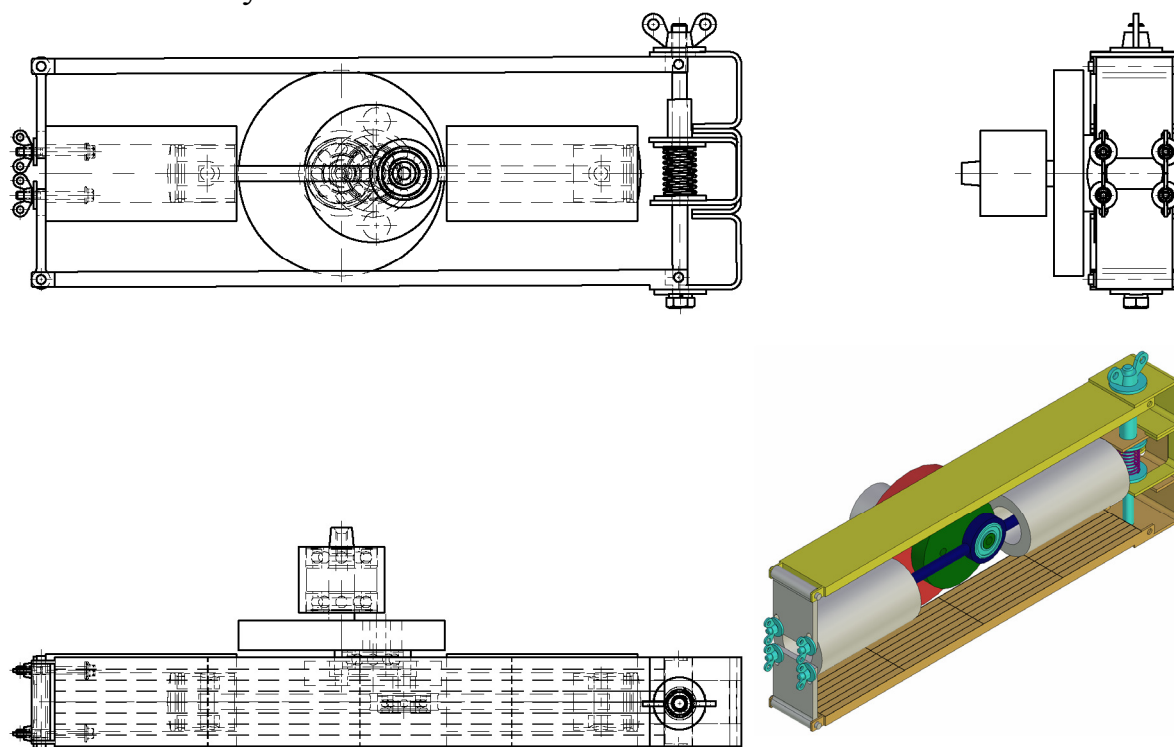


Рисунок 2 – Твёрдотельная компьютерная модель проходного кривошипно-ползунного механизма с регулируемыми шатунными упорами

В обычных условиях передачи сил отмечается сложность работы (от существенных замедлений выходного звена, прерывистого его движения, до полного вырождения исполнительного механизма в единый кривошип) проходного кривошипно-ползунного механизма поршневой машины под нагрузкой, в том числе – с инерционной нагрузкой звеньев механизма. Компьютерное моделирование работы макета поршневой машины позволяет установить значения коэффициентов трения, при которых макет сохраняет свою работоспособность – демонстрирует преобразование вращательного движения кривошипного вала в возвратно-поступательное движение поршней при отсутствии иных нагрузок, кроме движущего вращающего момента и инерционности звеньев макета механизма. Установлено, что уменьшение на два порядка (относительно значений ориентировочных коэффициентов трения между материалами сталь, чугун) значений коэффициентов трения при покое и скольжении (со смазкой) обеспечивает работоспособность макета. Так при значениях коэффициента трения покоя равном 0,0015, коэффициента трения движения равном 0,0012 работа смоделированной поршневой машины (по данным моделирования с использованием приложения «Т-Flex. Динамика»)

возможна при частоте вращения кривошипного вала свыше 27 оборотов в минуту (без ограничения значения вращающего момента, приложенного к кривошипному валу). При этом длина кривошипа составляет 20.5 мм, ход поршня – 82 мм, масса шатуна составляет 0,711 кг, масса кривошипного вала – 2,21 кг, масса штока с поршнями – 0,551 кг, масса всей экспериментальной установки – 12, 4 кг. Начальная длина пружины составляет 40 мм, жесткость пружины – 1 Н/мм. Начальное расстояние (при горизонтальном положении регулируемых упоров) между опорными поверхностями концов пружины составляет 32 мм. Моделирование производится после выполнения настройки виртуальной лабораторной установки макета поршневой машины. Результатом настройки является обеспечение последовательного контактного взаимодействия шатуна с верхним и нижним регулируемыми упорами при вращении кривошипного вала и перемещении выходного звена на ход равный четырем длинам кривошипа. Макет в виртуальном исполнении дополняет физический макет, оба макета наглядно демонстрируют работу проходного кривошипно-ползунного механизма в разных режимах.

Продолжением исследования является определение реакций в кинематических парах в период разгона и в период установившегося движения; конструирование регулируемых упоров, их изготовление и монтаж на макете поршневой машины.

Список литературы

1. Ермошин Д.М., Стрыгин С.В. // Разработка проходного кривошипно-ползунного механизма// Актуальні проблеми комп'ютерних технологій. Збірник наукових праць за матеріалами шостої міжнародної науково-технічної конференції «Актуальні проблеми комп'ютерних технологій 2012» – Хмельницький: ХНУ, 2012. – С. 107-115.
2. Давыдов А.П., Ермошин Д.М., Стрыгин С.В. Разработка поршневой машины // Современные проблемы теории машин. – 2013. – №1. – С. 149-152.
3. Давыдов А.П., Ермошин Д.М., Стрыгин С.В. Разработка привода на базе поршневой и двухроторной машин // Современные проблемы теории машин. – 2014. – №2. – С. 79-87.
4. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. В 7 томах. Т. II: Кулисно-рычажные и кривошипно-ползунные механизмы. – 2-е изд., перераб. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. – 560 с.

РАЗРАБОТКА ТРЕХЪЯРУСНОГО ПОДШИПНИКА

Давыдов А.П., Стрыгин С.В., Аверин Н.В.

Рязанский институт (филиал) ФГБОУ ВПО «Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ)», Рязань

Ключевые слова: трехъярусный подшипник, планетарные зубчатые механизмы, проектирование и конструирование подшипниковых опор.

Аннотация. В статье приводится описание особенностей известного трехъярусного подшипника, производится анализ его достоинств и недостатков, предлагается ряд решений по устранению выявленных недостатков. Приводится план работ по подготовке производства подшипника.

Цель работы – разработка серийного образца трехъярусного подшипника (рисунок 1), позволяющего осуществить точные и надежные шарнирные опоры валов и осей машин, приборов и механизмов различного назначения при малых затратах на изготовление и сборку их подшипниковых узлов.

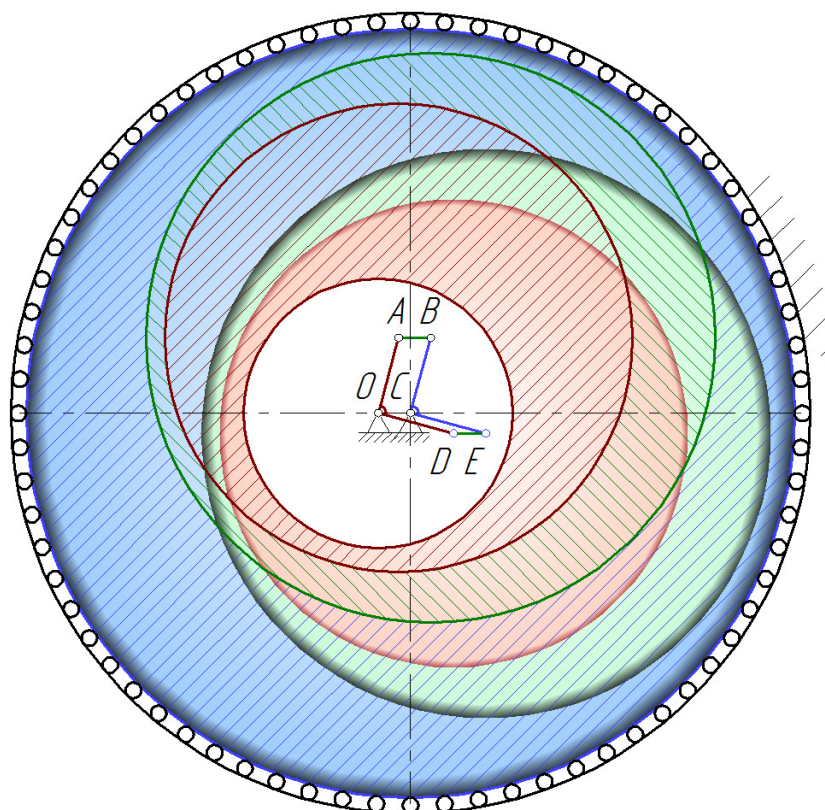


Рисунок 1 – Схема трехъярусного подшипника с двумя шатунами

Разработка выполняется при поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере по программе «У.М.Н.И.К.».

Подшипниковые узлы распространены в машинах и механизмах различного назначения: от механизмов приборов до механизмов прокатных

станов. Наиболее рациональным предварительно видится применение трехъярусных подшипников в сложных зубчатых механизмах трансмиссий транспортных средств, горнопроходческого оборудования, ручного строительного инструмента с электроприводом.

Назначение трехъярусного подшипника состоит в обеспечении вращения с наименьшим сопротивлением, восприятию и передаче нагрузки от подвижного узла на другие части конструкции, соединении подвижных и неподвижных деталей механизма. Существенным преимуществом трехъярусного подшипника является возможность соединения несоосных опор прямых валов (или кривошипных валов в соосных опорах). Известны многопоточные зубчатые передачи – планетарные механизмы. Высокие кинематические показатели (значительные передаточные отношения) сочетаются в них с малыми габаритами и низким удельным весом передаточного механизма. Однако каждый дополнительный поток мощности, закладываемый в конструкцию планетарной схемы, несет и увеличение степени статической неопределимости схемы, что снижает надежность, ужесточает требования к точности изготовления и сборки планетарной передачи. Применение трехъярусных подшипников в схемах сложных зубчатых механизмах, в том числе – в планетарных передачах, позволяет значительно снизить требования точности изготовления и сборки механизмов за счет полного или частичного решения проблем избыточных связей таких схем. Наличие одной избыточной связи в схеме соответствует одному размеру, исполняемому максимально точно при изготовлении конструкции этой схемы. Применение двух трехъярусных подшипников для однопоточного исполнения рассмотренного планетарного механизма и – по одному трехъярусному подшипнику на каждый дополнительный поток, делает эту схему статически определимой, то есть, устраняет избыточные связи. Конструктивный узел трехъярусного подшипника проектируется для конкретной кинематической схемы с целью сократить степень ее статической неопределимости, что повышает надежность конструкции изделия, выполненного по этой схеме, снижает его себестоимость.

Недостатками уже существующей модели трехъярусного подшипника [1] являются: большие габариты изделия, сложность в изготовлении, неравномерность вращения второго кривошипа двухкривошипного механизма шарнирного четырехзвенника, фиксированный размер несоосности опор прямых валов. В ходе работы произведены анализ конструкции и моделирование трехъярусного подшипника, предложены конструктивные решения снижения габаритов изделия, устранения неравномерности вращения второго кривошипа, наличия «мертвых» положений механизма, фиксированного размера несоосности опор прямых валов.

Для уменьшения габаритов изделия и упрощения его конструкции возможна полная или частичная замена трения качения на трение скольжения. Использование тел качения в каждом их трех ярусов подшипника существенно увеличивает его габариты и удорожает это изделие ввиду сложности конструкции и большого количества оригинальных деталей (наличие дорожек

качения, тел качения). Для устранения неравномерности вращения второго кривошипа двухкривошипного механизма шарнирного четырехзвенника [2] трехъярусный подшипник рациональнее конструировать на основе плоского шарнирного параллелограмма с круговым исполнением звеньев [3]. Другой тип шарнирного четырехзвенника не даст совершить полный оборот той части подшипника, что шарнирно связана с корпусом или вращение возможно при неблагоприятных условиях передачи сил [2]. В параллелограмме также есть сложности полноповоротного вращения звеньев, связанные с «мертвыми» положениями звеньев. Однако, известны специальные меры для преодоления «мертвых» положений механизма [2]. Вариант устранения фиксированного размера несоосности опор прямых валов представляет совместное использование механизма шарнирного четырехзвенника с шарнирно-рычажным эксцентриковым механизмом типа Салинге [4].

Для подготовки к производству серийного образца трехъярусного подшипника требуется защита интеллектуальной собственности, разработка и экспериментальные исследования трехъярусного подшипника, определение рациональных кинематических, динамических и точностных параметров подшипникового узла предложенной конструкции, разработка технических условий опытного образца трехъярусного подшипника. Продолжением проекта является разработка опытного образца подшипника, проектирование набора подшипников разных типоразмеров, разработка конструктивных решений для наиболее подходящих областей применения трехъярусных подшипников.

По итогам 2013 года производство подшипников в России составило 63.5 миллиона штук (данные маркетингового агентства с сайта <http://maksiona.ru>). Около 20% производимой в России продукции поставляется на мировой рынок подшипников. Основные экспортеры российских подшипников – страны СНГ. На российском рынке подшипников отечественная продукция занимает около половины рынка. Конкуренцию отечественной продукции составляют подшипники из Китая, Германии Японии и Украины.

Список литературы

1. Патент №2461745 Трехъярусный самоустанавливающийся радиальный подшипник качения я/ Дворников Л.Т., Нелидов С.С, Викторов Д.А – (РФ) – приоритет от 01.06.2011; опубл. от 20.09.2012 г., Бюл. №26.
2. Справочник машиностроителя. В шести томах. Т.1. Гл. ред. тома Ачеркан Н.С. Издание второе, испр. и доп. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы «МАШГИЗ», 1956.
3. Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М. Механизмы. Справочник. Изд. 4-е, перераб. и доп. Под ред. С.Н. Кожевникова, М.: Машиностроение, 1976.
4. Артоболовский И.И. Механизмы в современной технике. Справочное пособие. В 7 томах. Т. I: Элементы механизмов. Простейшие рычажные и шарнирно-рычажные механизмы. – 2-е изд., перераб. – М: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979.

К ВОПРОСУ О СТРУКТУРНОМ АНАЛИЗЕ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В МЕХАНИЗМАХ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ И ОБОРУДОВАНИЯ МИКРОЭЛЕКТРОНИКИ

Гребенкин В.З., Золотарев Ю.В.

Национальный исследовательский университет «МИЭТ», Москва

Ключевые слова: структура, ВЗП, волновой заменяющий механизм (ВЗМ).

Аннотация. Показана возможность использования структурных формул при анализе строения волновых зубчатых передач. Предложен условный с жесткими звеньями волновой «заменяющий» механизм (ВЗМ), отвечающий свойствам реального с точки зрения структурного анализа.

Волновые зубчатые передачи (ВЗП) ввиду известных достоинств [1, 2, 3 и др.] достаточно широко представлены в технических устройствах, в том числе в механизмах автоматизированных систем (АС) и технологическом оборудовании (ТО) производства изделий электронной техники. Например, ВЗП применяют в ТО, где требуется высокая точность совмещений (например, масок), в механизмах вводов (герметичные ВЗП), в вакуумные объемы механических установок АС, ТО и др.

При описании конструкций механических передач в учебной, научной и справочной технической литературе всегда вначале излагается структура (строение) механизмов, неотъемлемой частью которого являются структурные формулы. Структурные формулы представляют собой закономерности в строении различных механизмов, связывающих число их степеней свободы W с числом звеньев и числом и видом (модификацией) кинематических пар (КП).

Отметим, что в названной выше [1, 2, 3 и др.] технической литературе, в частности в учебниках по теории механизмов и машин (ТММ) [1 и др.], использование структурных формул отсутствует. Описание структуры, как правило, ограничивается отличительными особенностями строения и принципом работы волнового механизма, что ограничивает возможности при конструировании новейших механических устройств, в частности АС и ТО микроэлектроники.

При исследовании считают возможным рассматривать волновой механизм как плоский, поскольку движение всех его звеньев осуществляется в параллельных плоскостях. Для плоского механизма запишем, считая связи идеальными, известную структурную формулу П.Л.Чебышева в следующем виде:

$$W = 3n - 2p_n - p_6, \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев; p_6 и p_n – число соответственно высших и низших КП.

Отсутствие использования структурных формул при анализе ВЗП возможно вызвано тем, что структурные формулы создавались для механизмов с абсолютно жесткими звеньями, например в курсе «Теория механизмов и

машин», а в ВЗП преобразование движения осуществляется за счет деформации гибкого звена-колеса. В связи с этим представляется полезным преобразование реального волнового механизма в некоторый *условный с жесткими звеньями «заменяющий» механизм (ВЗМ)* и отвечающий всем свойствам реального с точки зрения структурного анализа.

Преобразование можно осуществить в несколько этапов. Рассмотрим процесс такого преобразования, *первый вариант*, для ВЗП с гибким колесом (ГК) в форме стакана (цилиндрическая оболочка с днищем-мембраной) и роликовым генератором волн. Выбор типа генератора в данном случае не принципиален, так как контактирующий с гибким колесом элемент генератора установлен в большинстве конструкций на подшипниках с шариковыми телами качения.

Структурную схему ВЗП приведем к виду, показанному на рисунке 1, где конструктивно (в разрезе) изображен подшипник качения, внутреннее кольцо которого установлено на оси кривошипа 1 генератора. На наружном кольце подшипника установлен ролик 2, контактирующий с внутренней поверхностью гибкого колеса 3, которое находится в зацеплении с жестким колесом 4. Днище-мембрана 5 ГК выполнено заодно с выходным валом 6 редуктора.

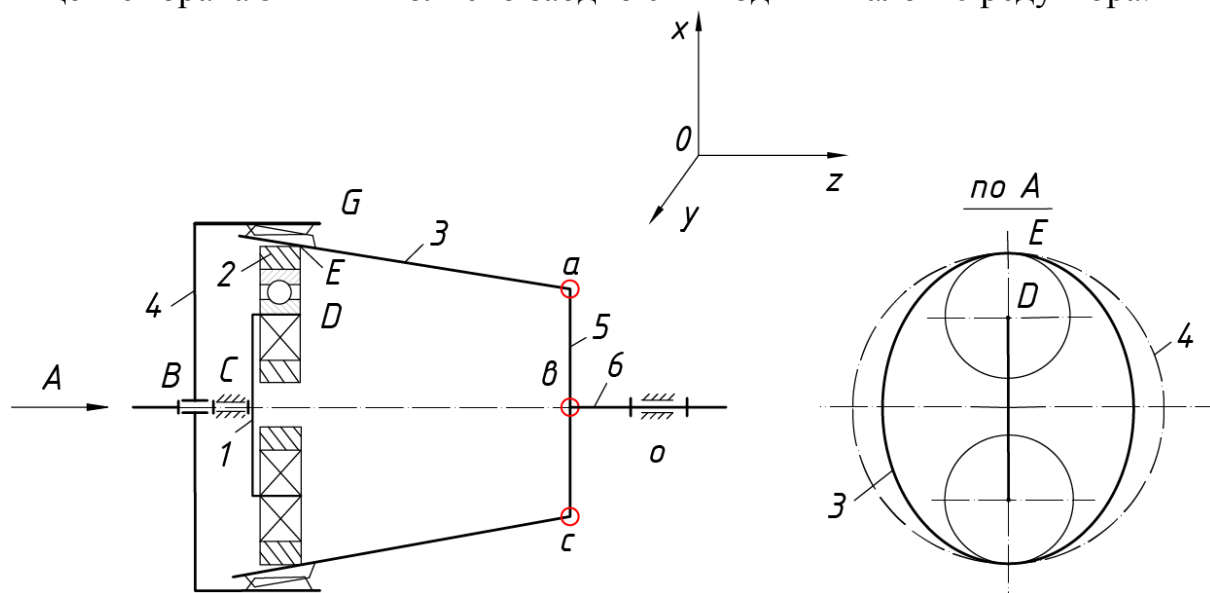


Рисунок 1 – Структурная схема волнового редуктора с жесткими звеньями (ВЗМ)

Представим, что все звенья данной структурной схемы являются абсолютно жесткими. Поскольку оболочка 3 является некруглой (рисунок 1) и как жесткая конструкция не может деформироваться, то на данном этапе «преобразования» вращение генератора невозможно. Следовательно, чтобы конструкция бала работоспособной, необходимо жестким звеньям придать дополнительную подвижность. Отметим, что при работе реальной ВЗП оболочка 3 гибкого колеса совершает два движения: вдоль оси x и вдоль оси z .

Мысленно рассежем стакан на большое число узких жестких полосок (удерживая между полосками упругие двусторонние связи) вдоль оси z и введем в точках a , b и c низшие (одноподвижные) вращательные

кинематические пары (на рис.1 показаны кружками красного цвета) с упругими удерживающими связями. «Преобразование» ВЗП с гибким колесом в заменяющий механизм, -ВЗМ, с жесткими звеньями практически закончено и можно для подсчета числа степеней свободы использовать приведенную выше структурную формулу (1).

Рассчитаем количество составляющих этой формулы. Число подвижных звеньев равно $n = 6$, стойка механизма обозначена нулевой позицией (подштриховка).

Рассмотрим кинематические пары. В точках B, C, D, H, a и b – *вращательные* низшие кинематические пары, образованные звеньями соответственно $0 - 4, 0 - 1, 1 - 2, 0 - 6, 3 - 5$ и $5 - 6$, и в точке E низшая *поступательная* КП, образованная звеньями $2 - 3$. Следовательно, число низших КП равно $p_n = 7$.

В заменяющем механизме (рисунок 1) имеются высшие кинематические пары: зубчатое зацепление (точка G), допускающее два движения в контакте зубьев – качение и скольжение, и в контакте ролика (точка E) с внутренней поверхностью зубчатого венца гибкого колеса – здесь одно возможное движение по касательной к образующей ролика, т.е. в направлении координаты y , и второе движение – в направлении координаты x . Таким образом, общее число высших кинематических пар составляет $p_6 = 2$.

Подсчитаем число степеней свободы W по структурной формуле (1):

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3*6 - 2*7 - 2 = 2.$$

Полученное значение степеней свободы механизма оказалось равным *двум* свидетельствующее о том, что заменяющий механизм, представленный на рис.1, является *дифференциальным*. И это правильно, так как колеса – жесткое 4 и гибкое 3 свободные. Если закрепить одно из колес, например жесткое колесо, или гибкое, то число степеней свободы станет равным:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3*5 - 2*6 - 2 = 1,$$

т.е. заменяющий механизм превращается в редуктор с одной степенью свободы; заметим, что в последнем расчете W числа подвижных звеньев и низших кинематических пар уменьшены на единицу, так как одно колесо механизма стало неподвижным.

Рассмотрим волновой механизм, в котором *ГК выполнено в виде цилиндрической оболочки с двумя зубчатыми венцами*. Один из венцов образует волновое зацепление в паре с жестким колесом, а второй – зубчатое соединение (муфту) с выходным валом. В этом случае для заменяющего механизма (рис.1),- *второй вариант*, в точках a и c *низшую КП* заменяем на *высшую*, а КП в точке b оказывается ненужной и, следовательно, вместо двух звеньев 5 и 6 остается одно звено 5.

Высшая кинематическая пара (в точках a и c) реализует две подвижности угловое (вращательное) в плоскости hoz и радиальное (поступательное) вдоль оси x . Подвижность в направлении оси z , возможную для зубчатых муфт, запрещают ограничителями.

Определим степень свободы для второго варианта заменяющего механизма: число подвижных звеньев $n = 5$, число КП высших $p_6 = 3$ и низших -

при свободных колесах $p_n = 5$, при неподвижном одном из колес $p_n = 4$. Используя формулу (1) получаем тот же результат, что и в первом варианте.

Заключение. В результате проведенного исследования установлено следующее:

Известные структурные формулы, в том числе и формула (1), составлены для кинематических цепей с жесткими звеньями, поэтому прямое использование таких формул для исследования волновых механизмов, преобразующих движение с помощью деформации гибких колес, не может быть эффективным.

Показано, что ВЗП с гибкими звеньями могут быть преобразованы в заменяющие механизмы с жесткими звеньями, обладающими всеми свойствами реальных волновых передач с точки зрения структуры.

Для волновой зубчатой передачи разработана структурная схема заменяющего механизма - ВЗМ, - с жесткими звеньями, которая позволяет не только использовать известные структурные формулы, но и проводить известные операции структурного анализа и синтеза как обычных механизмов.

Список литературы

1. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и механика машин. Учеб. для вузов. – М.: Высшая школа, 1998. – 486 с.
2. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высшая школа, 1981. – 184с.
3. Планетарные передачи. Справочник. – Л.: Машиностроение, 1977. – 536с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗМОЖНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ТОЧЕК И ЗВЕНЬЕВ СТЕРЖНЕВОГО МЕХАНИЗМА С ПОМОЩЬЮ КОМПЛЕКСНЫХ ЧИСЕЛ

Мацюк И.Н., Зима Н.В., Шляхов Э.М.

Национальный горный университет, Днепропетровск, Украина

Ключевые слова: принцип Лагранжа, возможное перемещение, Mathcad, комплексное число, аналог скорости.

Аннотация. Показано численное определение возможных перемещений точек и звеньев рычажных механизмов в пакете Mathcad на основе представления звеньев векторами в комплексном виде. Такой подход минимизирует алгоритм расчета по сравнению с расчетом на основе представления векторов в обычном координатном виде. Такой вариант определения возможных перемещений рационально применять при исследовании механизмов высоких классов.

В работе [1] показано, что применение принципа возможных перемещений Лагранжа в аналитическом виде для механизмов высоких классов становится громоздким и, поэтому рекомендуется в таких случаях его использование в численном виде. Суть предложенного приема заключается в следующем. Вначале производится геометрический анализ механизма на основе векторных уравнений замкнутости для контуров механизма, и определяются положения звеньев. Затем обобщенной координате механизма задается некоторое численное возможное перемещение, и находятся возможные перемещения (углы поворота звеньев и перемещения точек приложения внешних сил) звеньев механизма.

Эту процедуру можно несколько упростить, если предварительно вычислить аналоги угловых скоростей звеньев механизма.

Как известно, аналоги скоростей легко найти, продифференцировав уравнения геометрических связей по обобщенной координате механизма. Причем, векторные уравнения геометрических связей лучше всего записывать, используя векторы, представленные в виде комплексных чисел в показательной форме.

Использование комплексных чисел для решения задач механики и, в частности, для исследования механизмов известно давно и достаточно широко представлено в мировой учебной и научной литературе [2-4].

Современные компьютерные математические пакеты такие, как Maple, Mathcad, Mathematica, имеют специальные операторы для работы с комплексными числами, что способствует их применению для исследования механизмов.

Запись векторных уравнений с использованием показательной формы комплексного числа минимизирует программу вычислений, поскольку число уравнений минимально.

Покажем, например, вычисление возможных перемещений звеньев механизма на основе представления векторов комплексными числами в программе Mathcad, которая пользуется большой популярностью при исследовании механизмов [5-7].

В качестве примера рассмотрим плоский механизм второго класса, содержащий в своем составе две структурные группы второго класса. Схема механизма изображена на рисунке 1, а. Геометрические параметры для примера примем следующими: $l_{AB} = 0,05 \text{ м}$; $l_{BC} = 0,15 \text{ м}$; $l_{CD} = 0,075 \text{ м}$; $l_{AD} = 0,16 \text{ м}$; $l_{BE} = 0,09 \text{ м}$; $l_{EF} = 0,15 \text{ м}$; $\alpha = 30^\circ$. Точка s_2 лежит на пересечении медиан звена 2. Точка s_4 делит звено 4 в отношении 1:2. Значение обобщенной координаты механизма (угол поворота кривошипа АВ) – $\varphi_1 = 2\pi / 3$. Угловая скорость кривошипа АВ $\omega_1 = 15 \text{ с}^{-1}$.

Для упрощения обозначим длины звеньев: $l_1 = l_{AB}$; $l_2 = l_{BC}$; $l_3 = l_{CD}$; $l_0 = l_{AD}$; $l_{21} = l_{BE}$; $l_4 = l_{EF}$. Изменяющуюся длину отрезка АF обозначим l_5 . Векторная интерпретация звеньев механизма представлена на рисунках 1, б.

Фрагмент документа Mathcad, содержащий ввод исходных данных представлен ниже.

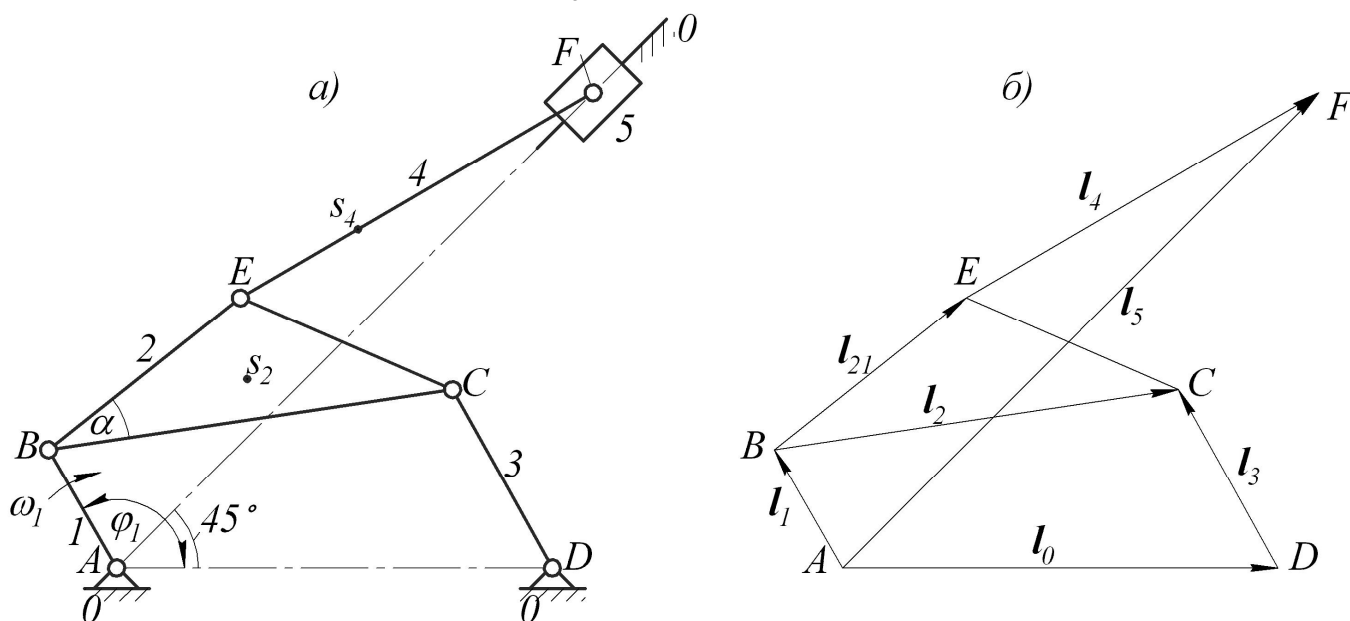
$$l_1 := 0.05 \quad l_2 := 0.15 \quad l_{21} := 0.09 \quad l_3 := 0.075 \quad l_0 := 0.16 \quad l_4 := 0.15$$

$$\alpha := \frac{\pi}{6} \quad \phi_1 := \frac{2\pi}{3} \quad \omega_1 := 15$$

Звенья механизма образуют два замкнутых контура ABCDA и ABEFA. Соответствующие векторные уравнения замкнутости для них образуют систему

$$l_1 e^{i\varphi_1} + l_2 e^{i\varphi_2} = l_0 + l_3 e^{i\varphi_3};$$

$$l_1 e^{i\varphi_1} + l_{21} e^{i(\varphi_2 + \alpha)} + l_4 e^{i\varphi_4} = l_5.$$



Рисунке 1 – Плоский стержневой механизм второго класса: а – схема; б – векторное представление звеньев

Ниже следует фрагмент, в котором с помощью решающего блока Given – Find численно решается эта система векторных уравнений.

$$\begin{aligned} \phi_2 &:= 1 & \phi_3 &:= 1 & \phi_4 &:= 1 & l_5 &:= 0.15 & \text{Given} \\ l_1 \cdot \exp(i \cdot \phi_1) + l_2 \cdot \exp(i \cdot \phi_2) &= l_0 + l_3 \cdot \exp(i \cdot \phi_3) \\ l_1 \cdot \exp(i \cdot \phi_1) + l_{21} \cdot \exp[i \cdot (\phi_2 + \alpha)] + l_4 \cdot \exp(i \cdot \phi_4) &= l_5 \cdot \exp\left(i \cdot \frac{\pi}{4}\right) \\ \begin{pmatrix} \phi_2 & \phi_3 \\ \phi_4 & l_5 \end{pmatrix} &:= \text{Find} \begin{pmatrix} \phi_2 & \phi_3 \\ \phi_4 & l_5 \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} \phi_2 & \phi_3 \\ \phi_4 & l_5 \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} 0.148 & 2.081 \\ 0.529 & 0.247 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

$$\phi_2 = 8.487 \text{ deg} \quad \phi_3 = 119.247 \text{ deg} \quad \phi_4 = 30.29 \text{ deg} \quad l_5 = 0.247$$

Продифференцировав систему уравнений геометрических связей по углу поворота кривошипа φ_1 , получим

$$\begin{aligned} l_1 i e^{i\varphi_1} + l_2 i \omega_{2a} e^{i\varphi_2} &= l_3 i \omega_{3a} e^{i\varphi_3}; \\ l_1 i e^{i\varphi_1} + l_{21} i \omega_{2a} e^{i(\varphi_2 + \alpha)} + l_4 i \omega_{4a} e^{i\varphi_4} &= v_{fa} e^{i\frac{\pi}{4}}. \end{aligned}$$

В этих формулах:

$\omega_{2a}, \omega_{3a}, \omega_{4a}$ – аналоги угловых скоростей звеньев 2,3 и 4;

v_{fa} – модуль вектора аналога линейной скорости точки F.

Далее следует фрагмент с решением последней системы уравнений.

$$\begin{aligned} \omega_{2a} &:= 0.1 & \omega_{3a} &:= 0.1 & \omega_{4a} &:= 0.1 & v_{fa} &:= 1 & \text{Given} \\ l_1 \cdot i \cdot \exp(i \cdot \phi_1) + l_2 \cdot i \cdot \omega_{2a} \cdot \exp(i \cdot \phi_2) &= l_3 \cdot i \cdot \omega_{3a} \cdot \exp(i \cdot \phi_3) \\ l_1 \cdot i \cdot \exp(i \cdot \phi_1) + l_{21} \cdot i \cdot \omega_{2a} \cdot \exp[i \cdot (\phi_2 + \alpha)] + l_4 \cdot i \cdot \omega_{4a} \cdot \exp(i \cdot \phi_4) &= v_{fa} \cdot \exp\left(i \cdot \frac{\pi}{4}\right) \\ \begin{pmatrix} \omega_{2a} & \omega_{3a} \\ \omega_{4a} & v_{fa} \end{pmatrix} &:= \text{Find} \begin{pmatrix} \omega_{2a} & \omega_{3a} \\ \omega_{4a} & v_{fa} \end{pmatrix} & \begin{pmatrix} \omega_{2a} & \omega_{3a} \\ \omega_{4a} & v_{fa} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} -0.034 & 0.672 \\ -0.175 & -0.047 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Положив, например, возможное перемещение (поворот) кривошипа АВ равным $\delta\varphi_1 = 0,001$ рад, получим возможные угловые перемещения звеньев 2, 3 и 4.

$$\begin{aligned} \delta\phi_1 &:= -0.001 & \delta\phi_2 &:= \omega_{2a} \cdot \delta\phi_1 & \delta\phi_2 &= 3.405 \times 10^{-5} \\ & & \delta\phi_3 &:= \omega_{3a} \cdot \delta\phi_1 & \delta\phi_3 &= -6.716 \times 10^{-4} \\ & & \delta\phi_4 &:= \omega_{4a} \cdot \delta\phi_1 & \delta\phi_4 &= 1.747 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

Возможное линейное перемещение точки F

$$v_{Fa} := v_{fa} \cdot \exp\left(i \cdot \frac{\pi}{4}\right) \quad \delta F := v_{Fa} \cdot \delta\phi_1 \quad \delta F = 3.305 \times 10^{-5} + 3.305i \times 10^{-5}$$

Аналоги линейных скоростей точек s_2 и s_4

$$v_{s2a} := l_1 \cdot i \cdot \exp(i \cdot \phi_1) + \frac{1}{3} [l_{21} \cdot i \cdot \omega_{2a} \cdot \exp[i \cdot (\phi_2 + \alpha)] + l_2 \cdot i \cdot \omega_{2a} \cdot \exp(i \cdot \phi_2)]$$

$$v_{s2a} = -0.048 - 0.011i$$

$$v_{s4a} := l_1 \cdot i \cdot \exp(i \cdot \phi_1) + l_{21} \cdot i \cdot \omega_{2a} \cdot \exp[i \cdot (\phi_2 + \alpha)] + \frac{1}{3} l_4 \cdot i \cdot \omega_{4a} \cdot \exp(i \cdot \phi_4)$$

$$v_{s4a} = -0.043 - 0.018i$$

Возможные линейные перемещения точек s_2 и s_4

$$\delta s_2 := v_{s2a} \cdot \delta \phi_1 \quad \delta s_2 = 4.834 \times 10^{-5} + 1.116i \times 10^{-5}$$

$$\delta s_4 := v_{s4a} \cdot \delta \phi_1 \quad \delta s_4 = 4.256 \times 10^{-5} + 1.84i \times 10^{-5}$$

Таким образом, численное определение возможных перемещений для применения принципа Лагранжа удобно производить, используя для изображения векторов комплексные числа. По сравнению с [1] в предлагаемом варианте отсутствует операция вычитания двух близких по модулю векторов, что исключает вероятность появления больших ошибок в вычислениях.

Список литературы

1. Мацюк И.Н., Шляхов Э.М. Принцип возможных перемещений в исследовании механизмов. // Теория механизмов и машин. – 2014. – № 1. Т. 12. – С. 51-58.
2. Подольский М.Е. О применении комплексных чисел к изучению плоского движения твердого тела // Труды Ленинградского кораблестроительного института. –Л.,1954.–Вып. XIII. С. 213-218.
3. Kinematics and dynamics of machines by Martin, George Henry, New York, McGraw-Hill, 1969.
4. Hartenberg R. S.: “Complex Numbers and Four-Bar Linkages,” Machine Design, vol. 30, pp. 156–163, Mar. 20, 1958.
5. Бертяев В.Д. Теоретическая механика на базе Mathcad. Практикум. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 752 с.
6. Дослідження важільних механізмів з допомогою ПЕОМ: Навч. посібник / Ф.Й. Златопольський, Г.Б. Філімоніхін, В.В. Коваленко, О.Б. Чайковський. – Кіровоград: ПП”КОД”,1999. – 107 с.
7. Heinloo M., Aarend E., Mägi M. On The Experience of Mathcad-Aided Analysis of Planar Linkages // Proc. Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, vol. 1, 1999, pp. 392 – 397.

РАЗРАБОТКА ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С АДАПТИВНЫМИ СВОЙСТВАМИ

Макаров Г.Н., Горленко О.А.

Брянский государственный технический университет, Брянск

Ключевые слова: зубчатая передача, динамические колебания, жесткость зубьев, коэффициент неравномерности нагрузки.

Аннотация. Рассмотрен способ предания адаптивных свойств прямозубой цилиндрической зубчатой передачи путем облегчения условий возникновения упругих деформаций разделением поверхностей зубьев на несколько равных частей.

Инновационный план развития российской экономики, разработанный Правительством Российской Федерации, предусматривает ускоренное перевооружение отечественного машиностроения, модернизацию производства, импортозамещение и создание современных высококонкурентных российских машин мирового уровня. Образ машины нового поколения во многом определяется типом, техническим уровнем и конструктивным совершенством ее привода. Редукторный привод был и остается важнейшим элементом машин. Надежность его работы – определяет качество машины в целом.

На долю зубчатого зацепления приходится значительная часть неисправностей от их общего количества в редукторах в целом. Для выявления причин неисправностей необходимо составить структурную схему их причинно-следственных связей (рисунок 1).

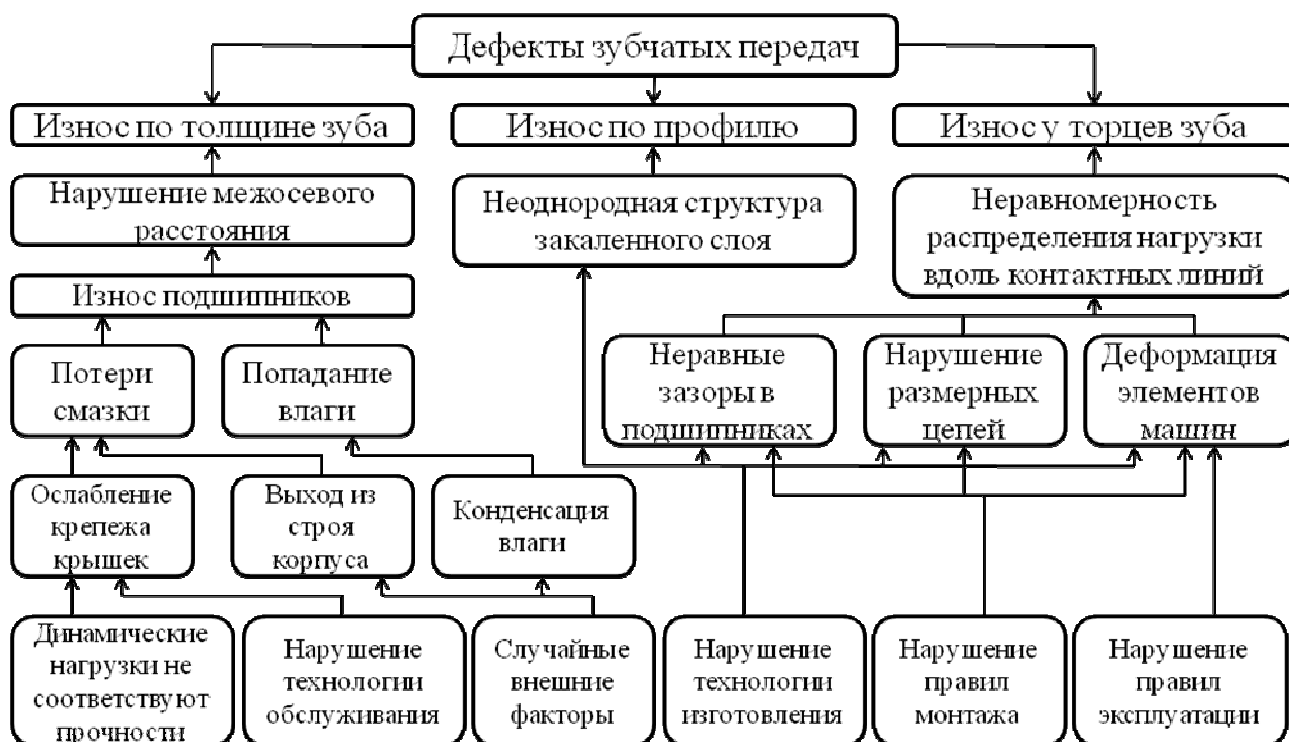


Рисунок 1 – Структурная схема причин износа прямозубой зубчатой передачи

Из анализа схемы видно, что действующих факторов много и каждый из них можно считать причиной возникновения неисправностей. Однако наибольшее влияние оказывают факторы, которые приводят к перекосу осей зубчатых колес. Они зачастую носят случайный характер, для уменьшения их влияния при проектировании зацепления вводят повышенное значение коэффициента концентрации нагрузки [1,2]. Это приводит к повышению массы и габаритов передачи, однако, не всегда обеспечивает достаточную прочность зубьев. Более перспективным является разработка зубчатой передачи с адаптивными свойствами, позволяющими ей приспосабливаться к переменным внешним динамическим факторам.

Линейное касание зубьев может иметь место лишь в отсутствие погрешностей и упругих деформаций элементов передачи. Именно в этом идеальном случае контактирования зубьев (и вообще кинематических пар) возникают принципиальные трудности в определении контактной деформации зубьев. Г. Герц не привел зависимостей для определения контактной деформации цилиндров с параллельными осями, ограничившись лишь зависимостями для максимальных контактных давлений [2]. Важным фактором (не учитываемым обычно при расчетной оценке износа зубьев), определяющим сопротивление контактирующих поверхностей зубьев износу является повышенная податливость торцовых участков. Где имеет место начальный контакт зубьев при наличии погрешностей взаимного положения контактирующих поверхностей. Поэтому был рассмотрен процесс зацепления в цилиндрической зубчатой передаче как процесс автоколебаний, которые происходят под действием квазиупругих динамических сил. Колеблющийся поверхностный слой зубьев представлен как амортизатор, появляющийся при работе передачи в результате приспособляемости зубьев к условиям зацепления [3-5].

Говоря об амортизационном слое, можно добавить, что колебания облегчают передачу движения в паре, так как раскладывают процесс передачи усилий на элементарные участки, в каждом из которых мгновенный центр вращения находится внутри полувольты колебаний, т. е. значительно ближе, чем полюс зацепления для подавляющего большинства точек контакта. В этом и заключается приспособляемость передачи к тем динамическим процессам, которые происходят при её работе [4]. Для придания передаче адаптивных свойств необходимо облегчить условия возникновения упругих деформаций. Для этого необходимо разрезать зубья ведомого колеса плоскостями, параллельными плоскости движения, то есть разделить зубья кольцевыми прорезями (рисунок 2). Средством адаптации механической передачи служит упругая деформация зубьев колес, когда зубья одного из колес наделены значительной изгибной податливостью, тем самым венец зубчатого колеса получает дополнительную степень свободы, что ведет к ослаблению ударного взаимодействия зубьев колес. Под нагрузкой зуб колеса деформируется, пятно контакта смещается к его вершине и укорачивается. Кольцевые прорези делят зуб на части. Если оси колес параллельны, погрешности формы отсутствуют, то все составляющие работают как одно целое. При перекосе осей колес, когда

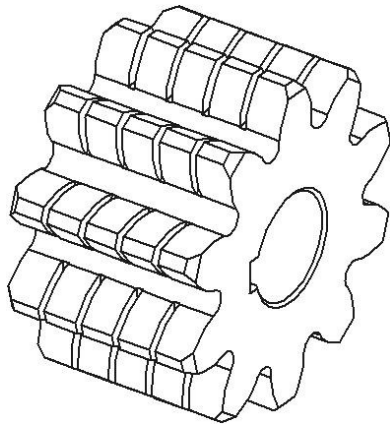


Рисунок 2 – Колесо с кольцевыми прорезями

расположение кольцевых прорезей, можно влиять на процесс пересопряжения, обеспечивая плавный вход зубьев в зацепление, регулировать тем самым величину напряжения, возникающего в материале колес.

Для оценки меры влияния геометрии прорезей зуба на его жесткость и прочность передача рассматривалась в виде одномассовой динамической модели [6]. Количество кольцевых канавок более трех не приводит к существенному повышению пятна контакта и может снизить прочность зуба до опасных напряжений изгиба. Был произведен расчет упругих деформаций зубьев, имеющих традиционную геометрию и с прорезями [5]. Во всех вариантах кольцевые прорези несколько уменьшили среднюю жесткость зуба, что благоприятно повлияло на процесс пересопряжения.

Особенно это важно при значительном перекосе осей колес.

Результаты исследований [3-6] показали:

1) в прямозубой цилиндрической передаче идеально изготовленной и смонтированной нагрузка неравномерно распределяется по длине линии контакта. В торцовых сечениях жесткость зуба и нагрузка значительно меньше жесткости и нагрузки в среднем сечении. За время перемещения точки контакта от вершины к ножке жесткость зуба увеличивается кратно;

2) во всех вариантах кольцевые прорези несколько уменьшили среднюю жесткость зуба, что благоприятно повлияло на процесс пересопряжения. Особенно это важно при значительном перекосе осей колес. В таких условиях в передаче с традиционной геометрией входящая в контакт пара зубьев вытолкнет из зацепления несущую пару. Прорези и канавки позволяют нагружать входящую пару плавно, постепенно, не нарушая условий работы несущей пары. В момент, когда несущая пара зубьев выйдет из зацепления, точка контакта входящей пары приблизится к полюсной линии, следовательно, условия работы передачи будут более благоприятными;

линия контакта вырождается в точку, нагрузка сначала воспринимается частью зуба I (рис. 3), жесткость которой ниже жесткости сплошного (целого) зуба. Эта часть головки зуба деформируется. Соседняя с ним часть II тоже деформируется, но в меньшей степени, ее форма и положение зависят от величины действующей нагрузки, глубины, ширины и положения канавки между частями I и II. Под нагрузкой часть II головки зуба будет отставать от части I на величину Δ (рисунок 3) и в определенный момент времени точка C войдет в контакт с зубом парного колеса. Изменяя размеры и

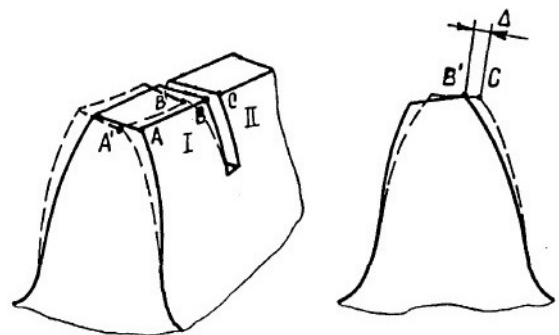


Рисунок 3 – Деформация зуба

3) прорези делают зуб более податливым в осевом направлении, что способствует равномерному распределению усилий по длине зуба, а в целом - повышению несущей способности зацепления.

На основании данных о нагруженности и условиях работы зубчатых передач в эксплуатации, а также результатов проведенных исследований предложено новое устройство прямозубой зубчатой передачи. В предложенной зубчатой передаче венец одного колеса имеет три кольцевые прорези. Такое

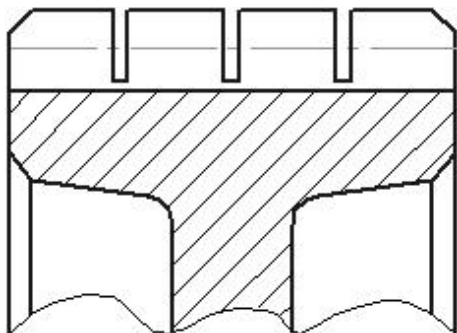


Рисунок 4 – Зубчатый венец с кольцевыми прорезями

колесо увеличивает податливость его венца в момент входа зубьев в зацепление и способствует уменьшению шума и вибрации передачи. При этом повышается равномерность распределения нагрузки.

Таким образом, в предложенной зубчатой передаче повышается несущая способность из-за более равномерного распределения нагрузки по длине контактных линий зацепления и

увеличивается срок ее службы за счет лучшего, смазывания рабочей зоны зубьев колес.

Список литературы

1. Андриенко Л.А. Детали машин: учеб. для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – 534 с.
2. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1993. – 702 с.
3. Макаров Г.Н. Повышение контактной выносливости зубьев прямозубых цилиндрических зубчатых передач / Г.Н. Макаров, И.О. Шныриков, О.А. Горленко // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2014. – №6. – С. 25-27.
4. Макаров Г.Н. Уменьшение коэффициента неравномерности нагрузки в прямозубых цилиндрических зубчатых передачах / Г.Н. Макаров, И.О. Шныриков, О.А. Горленко // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2015. – №1. – С. 28-31.
5. Макаров Г.Н. Динамика цилиндрической зубчатой передачи / Г.Н. Макаров, М.Д. Малинкович, И.О. Шныриков, О.А. Горленко // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2013. – №4. – С. 32-38.
6. Малинкович М.Д. Один из способов уменьшения динамических нагрузок в зубчатой передаче / М.Д. Малинкович // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2009. – №2. – С. 46-49.

УДК 621.833.6

МЕТОДИКА СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ С ОДНОВЕНЦОВЫМИ САТЕЛЛИТАМИ

Садыкова А.Я.

Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа

Ключевые слова: планетарная коробка передач, планетарный механизм, структурный синтез.

Аннотация. В данной статье приведена методика по выявлению структуры планетарных коробок передач с одновенцовыми сателлитами, основанная на описании структуры планетарных механизмов в виде графов.

В настоящее время к приводам различных машин предъявляется ряд требований, связанных с повышением коэффициента полезного действия (КПД), снижением габаритов, возможностью автоматизации управления, улучшением комфортабельности. При проектировании автомобильных трансмиссий наиболее полно перечисленным требованиям удовлетворяют планетарные коробки передач (ПКП), известные своими преимуществами перед коробками с рядовыми передачами. Реализация этих преимуществ на практике зачастую зависит от того, насколько удачно выбрана схема ПКП. Ученые, труды которых посвящены планетарным механизмам: М.А. Крейнс и М.С. Розовский, Ю.Н. Кирдяшев, Д.П. Волков и А.Ф. Крайнев, И.А. Болотовский и др. – отмечают, что наиболее важным этапом проектирования ПКП является выбор их схем, и один из подходов к решению этой задачи заключается в переборе всех возможных вариантов. Повышение качества и эффективности решения указанной задачи может быть достигнуто при использовании ЭВМ. Однако существующие методики синтеза схем ПКП обладают рядом недостатков: отсутствие математических моделей для описания структуры ПКП, использование трудноформализуемых методов для анализа их возможных вариантов, что в значительной степени затрудняет процесс автоматизации проектирования ПКП. Одним из первых этапов проектирования ПКП можно считать их структурный синтез, выполнение которого заключается в выявлении и анализе возможных структурных схем ПКП, отвечающих определенным требованиям, и выбор их рациональных вариантов. Таким образом, разработка математического и алгоритмического обеспечения структурного синтеза ПКП не теряет своей актуальности.

В данной работе рассматриваются двухрядные ПКП, в которых каждая из ступеней выполнена по схеме Джемса с одновенцовыми сателлитами. В рабочем состоянии (после включения элементов управления) коробка сообщает ведомому валу определенную частоту вращения, т.е. имеет одну степень подвижности. Ввиду этого обстоятельства ПКП предложено рассматривать как некоторое сочетание работоспособных механизмов с одной степенью подвижности, которые могут быть получены на различных передачах:

$c = \{\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_\gamma\}$ (здесь γ – количество передач проектируемой ПКП без учета «прямой» передачи, на которой передаточное отношение равно единице). Механизмы $\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_\gamma$ формируют Φ – множество двухрядных механизмов с одной степенью подвижности, приемлемых для компоновки ПКП. Множество Φ было сформировано с использованием методики синтеза схем планетарных механизмов, предложенной И.А. Болотовским [1], и включает 432 варианта схем.

Для описания структуры планетарных механизмов, пригодных для компоновки ПКП, предложено использовать неориентированный граф:

$$G = (X, Y),$$

где X – множество вершин графа, Y – множество ребер графа.

Множество X включает вершины x_j , соответствующие основным звеньям механизма и внешним элементам: муфтам входного и выходного валов, а также стойке. Для графов, соответствующих многорядным планетарным механизмам, вводится нумерация вершин в зависимости от номера ряда – k :

- муфта входного вала – 1;
- центральные зубчатые колеса с внутренними зубьями – $2 + 4 \cdot (k - 1)$;
- центральные колеса с внешними зубьями – $4 + 4 \cdot (k - 1)$;
- водила – $3 + 4 \cdot (k - 1)$;
- муфта выходного вала – $1 + 4 \cdot n_k$, где n_k – число рядов планетарного механизма
- стойка – $1 + 4 \cdot (n_k - 1)$.

Ребра графа G показывают связи между его вершинами:

$$y_i = \{x_j, x_l\}.$$

При этом множество ребер Y можно разделить на два подмножества:

$$Y = P \cup E.$$

В подмножество P объединены ребра, соответствующие связям между основными звеньями механизма, принадлежащими разным рядам, а также их связям с внешними элементами.

Подмножество E составляют ребра графа, соответствующие связям между основными звеньями одного и того же ряда. Напомним, что угловые скорости таких звеньев связаны соотношением, которое названо формулой Виллиса.

При разработке программного обеспечения граф удобно задавать в виде матрицы смежности, для неориентированного графа она симметрична относительно диагонали, в памяти компьютера достаточно хранить только ее половину. Поэтому задается направление ребер графа G такое, чтобы для любого из них выполнялось условие: $y_j = (x_j, x_l), x_j < x_l$.

В этом случае получаем ориентированный граф G_o .

В качестве примера на рисунке 1, б показан ориентированный граф, соответствующий двухрядному механизму, структурная схема которого показана на рисунке 1, а.

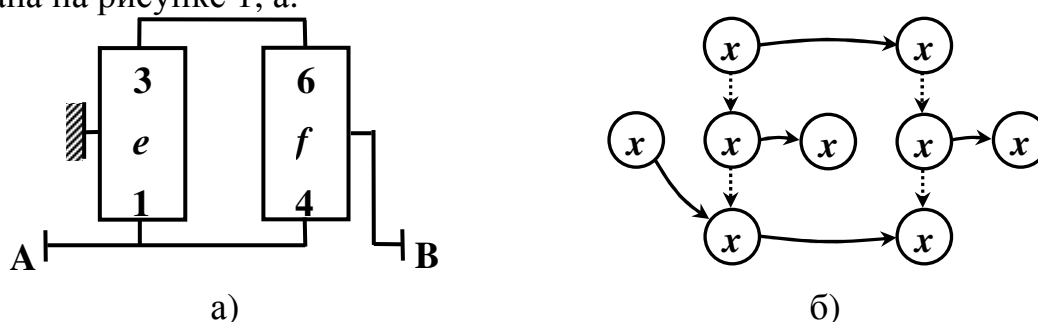


Рисунок 1 – Двухрядный планетарный механизм (14A)(36)(e0)(fB):
а) структурная схема; б) ориентированный граф G_o

Для построения структурной модели ПКП механизмы, которые могут быть получены на различных передачах и входящих в одно из возможных сочетаний c_i , нужно представить в виде ориентированных графов:

$$\phi_1 \rightarrow G_{o1}(X_1, Y_1);$$

$$\phi_2 \rightarrow G_{o2}(X_2, Y_2);$$

...

$$\phi_\gamma \rightarrow G_{o\gamma}(X_\gamma, Y_\gamma).$$

Найдем дизъюнктивную сумму полученных графов:

$$G_s = G_{o1} \vee G_{o2} \vee \dots \vee G_{o\gamma}.$$

В результате получаем мультиграф G_s (т.е. граф с кратными дугами), для которого можно записать матрицу связности $S = \|s_{ij}\|$. Оценивая элементы полученной матрицы связности $\|s_{ij}\|$ результирующего графа G_s , можно выявить постоянные и переменные связи в структуре проектируемой ПКП, для этого были разработаны следующие рекомендации:

– если элемент матрицы $s_{ij} = \gamma$, то дуги $\rho_l = (x_i, x_j)$ есть в структуре всех механизмов $\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_\gamma \in c_j, j = 1 \div d$, получаемых на различных передачах коробки; такие связи в структуре ПКП являются постоянными;

– если элемент матрицы $s_{ij} \neq \gamma$, то дуга $\rho_k = (x_i, x_j)$ соответствует переменной связи ПКП.

Количество элементов $s_{ij} \neq \gamma$ матрицы связности мультиграфа G_s показывает число необходимых элементов управления проектируемой ПКП. Варианты сочетаний механизмов из числа c_j , для которых количество элементов управления превышает некоторое заранее определенное число t , исключаются из дальнейшего рассмотрения. Для оставшихся вариантов уточняют функции элементов управления (т.е. определяют, является данный элемент управления муфтой или тормозом). Для этого нужно оценить вершины, соединяемые дугами, соответствующими переменным связям. Этот вопрос

также решается посредством анализа элементов матрицы связности полученного мультиграфа G_s , например:

– если элемент матрицы $s_{ri} \neq \gamma$ и одна из вершин соответствует стойке, т.е. $x_r = x_s = 0$ (или $x_l = x_s = 0$), то основное звено проектируемой ПКП, соответствующее второй вершине x_l (или x_r), соединяется с тормозом;

– если элемент матрицы $s_{ri} \neq \gamma$ и соединяемые вершины x_r и x_l соответствуют основным звеньям или внешним элементам, то эти звенья в составе ПКП соединяются муфтой.

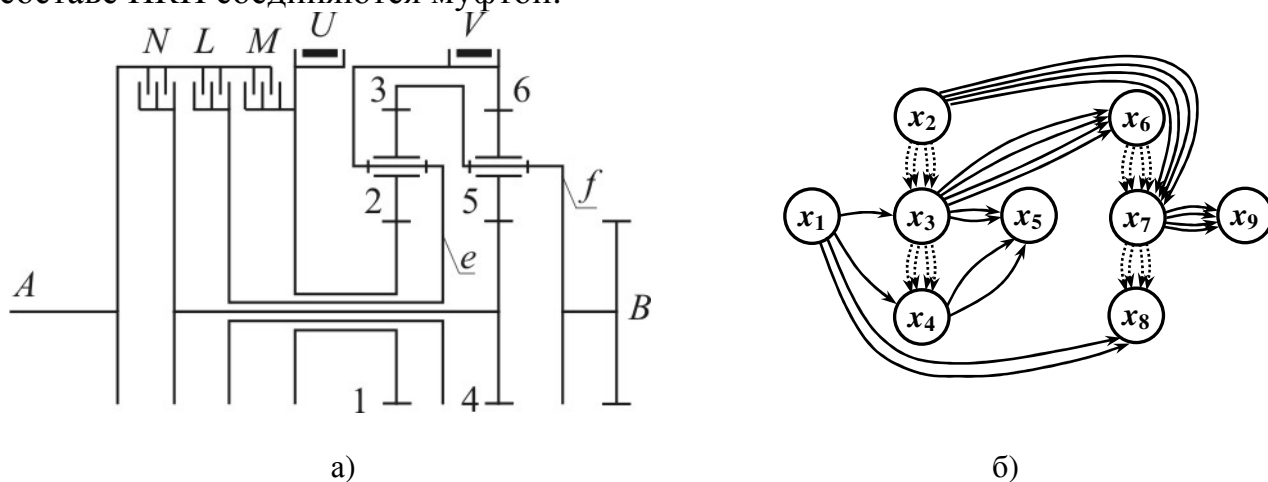


Рисунок 2 – Двухрядная ПКП фирмы Chrysler:
а) кинематическая схема; б) мультиграф G_s .

В качестве примера рассмотрим двухрядную ПКП фирмы Chrysler, кинематическая схема которой показана на рисунке 2, а.

Данная коробка передач используется в трансмиссиях 41TE (А604), 42LE (А606) и позволяет реализовать четыре передачи переднего хода, включая «прямую», и одну передачу заднего хода, при этом управление осуществляется с помощью трех муфт M, L, N и двух тормозов U, V . На рисунке 2, б. показан мультиграф рассматриваемой ПКП, матрица связности которого имеет следующий вид:

$$S = \|s_{99}\| = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4 & 0 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 \end{vmatrix}$$

В результате оценки элементов полученной матрицы связности установлены следующие структурные признаки рассматриваемой ПКП:

– связи между колесом 3 и водилом f , между водилом e и колесом 6, а также между водилом f и выходным валом B являются постоянными (т.е. не разрываются при переключении передач ПКП);

– для управления данной коробкой передач необходимо 5 элементов, т.к. число элементов матрицы S , показывающих переменные связи (для них выполняется условие: $s_{ij} \neq \gamma$), равно 5 (в данном случае $\gamma = 4$);

– число необходимых муфт равно 3, они устанавливаются между входным валом A и звеньями 1, 4, e . Это следует из того, что количество элементов матрицы S , для которых $s_{ij} \neq 4$, равно 3, при этом вершины x_i и x_j описывают основные звенья или внешние элементы;

– количество элементов матрицы S , для которых $s_{ij} \neq 4$ и одна из вершин x_i или x_j соответствует стойке, равно 2, следовательно, необходимо 2 тормоза, при этом с тормозами соединяются колесо 1 и водило e .

Описанные структурные признаки, выявленные с помощью предложенной математической модели ПКП в виде мультиграфа, совпадают с теми, которыми обладает рассматриваемая ПКП фирмы *Chrysler* (рис. 2, а). Этот факт подтверждает адекватность предложенной математической модели для описания структуры ПКП.

Таким образом, в данной работе предложен оригинальный подход к синтезу схем двухрядных ПКП, согласно которому проектируемая коробка рассматривается как некоторое сочетание работоспособных механизмов с одной степенью подвижности. Разработана методика структурного синтеза двухрядных ПКП, основанная на построении математической модели проектируемой ПКП в виде мультиграфа. Показано, что оценка матрицы связности полученного мультиграфа позволяет выявить постоянные и переменные связи в структуре проектируемой ПКП, определить количество необходимых элементов управления, а также уточнить их функции.

Список литературы

1. Болотовский И.А., Васильева О.Ф., Гурьев Б.И., Жукова Т.В., Русак Л.Л. К вопросу о синтезе сложных планетарных механизмов // Вестник машиностроения. – 1997. – №8 – С. 6-11.

УДК 621.52.011

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫХ ЦИКЛОИДАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ С РЕКУПЕРАЦИЕЙ ЭНЕРГИИ

Надеждин И.В., Молчанов А.А.

*Рыбинский государственный авиационный технический университет
им. П.А. Соловьева, Рыбинск*

Ключевые слова: зубчато-цевочные циклоидальные механизмы, динамика, математическое моделирование.

Аннотация. В статье приведен анализ динамических характеристик зубчато-цевочных циклоидальных механизмов с рекуперацией энергии на основе математического моделирования с учетом упругих свойств привода, включающего линейные пружины растяжения-сжатия.

Зубчато-цевочные циклоидальные механизмы, благодаря благоприятным динамическим характеристикам, нашли широкое применение в устройствах машин-автоматов и мехатронных систем с дискретным перемещением исполнительного органа [1]. Одним из путей повышения энергоэффективности таких механизмов предлагается в качестве движителя использовать пружины растяжения-сжатия, реализуя тем самым принцип рекуперации энергии [2, 3]. Расчетная схема циклоидального механизма с пружинным двигателем приведена на рисунке 1.

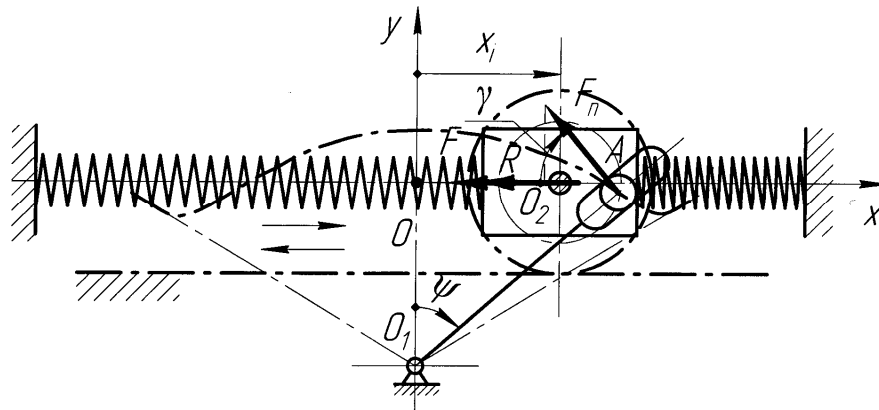


Рисунок 1 – Расчетная схема зубчато-цевочного циклоидального механизма с пружинным двигателем

Уравнение движения ведомого звена рассматриваемого механизма имеет вид

$$I_{\text{пр}} \ddot{\psi} = M_{\text{дв}} + M_c(\dot{\psi}) + M_{\text{тр}}, \quad (1)$$

где $I_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции ведомых масс, $M_{\text{дв}}$ – движущий момент; M_c – момент сил сопротивления, пропорционален скорости.

Движущий момент, создаваемый пружинным приводом

$$M_{\text{дв}} = F r_k = -c x r_k,$$

где F – движущая сила, r_k – радиус зубчатого колеса; c – суммарная жесткость пружин, x – деформация пружины. Пружины имеют одинаковую жесткость c , причем жесткость каждой пружины будет $c/2$.

Дифференциальное уравнение движения ведущего звена с учетом действующих сил: движущей силы F , силы сопротивления R и возмущающей силы $P = F_n \cos \gamma$ (см. рисунок 1) будет иметь вид

$$m\ddot{x} = -cx - \alpha\dot{x} + F_n \cos \gamma, \quad (2)$$

где m – приведенная масса, x – обобщенная координата; \dot{x} , \ddot{x} – первая и вторая производные от обобщенной координаты, α – коэффициент пропорциональности; F_n – сила нормального давления на стенку паза ведомого звена; $F_n = M_{2\Sigma} / l_k$, $M_{2\Sigma}$ – суммарный вращающий момент на валу ведомого звена; $l_k = O_1A$ – расстояние от центра вращения ведомого звена до центра цевки; γ – угол между направлением силы F_n и осью размещения пружин.

Формула для l_k в безразмерном виде имеет вид [1]

$$l_k / r_k = \sqrt{\rho^2 + 2\rho(\lambda_2 \cos \varphi + \varphi \sin \varphi) + (\varphi^2 + \lambda_2^2)},$$

где $\rho = d / r_k$; $\lambda_2 = [\rho(\pi + \arccos \rho)] / \sqrt{1 - \rho^2}$; d – расстояние от центра A до центра O_2 зубчатого колеса; φ – угол, определяющий положение цевки в процессе поворота зубчатого колеса.

Разделив обе части уравнения (2) на m и введя обозначения: $c/m = k^2$; $\alpha/m = 2n$; $F_n \cos \gamma / m = \Omega$, после преобразований получим следующее дифференциальное уравнение движения ведущего звена

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + k^2x = \Omega. \quad (3)$$

Общее решение однородного уравнения (3), а именно, его левой части имеет следующий вид

$$x = e^{-nt} (C_1 \cos \sqrt{k^2 - n^2}t + C_2 \sin \sqrt{k^2 - n^2}t),$$

где C_1 и C_2 – постоянные интегрирования.

При циклоидальном законе движения ведомого звена точка A центра цевки описывает укороченную циклоиду (рис. 1) с координатами:

$$x/r = \varphi + \sin \varphi; \quad y/r = \lambda_2 + \rho \cos \varphi. \quad (4)$$

Условие безударной работы циклоидального механизма определяется уравнениями [1]:

$$\left. \begin{aligned} \dot{y} / \dot{x} &= -\rho \sin \varphi / (1 + \rho \cos \varphi) = \operatorname{ctg} \psi_0; \\ \ddot{y} / \ddot{x} &= \operatorname{ctg} \varphi = \operatorname{ctg} \psi_0, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где \dot{x} , \ddot{x} , \dot{y} , \ddot{y} – соответственно первая и вторая производные по углу φ от координат x и y :

$$\dot{x} = r(1 + \rho \cos \varphi); \quad \ddot{x} = \dot{y} = -r\rho \sin \varphi; \quad \ddot{y} = -r\rho \cos \varphi; \quad \psi_0 = \psi_\Sigma / 2.$$

Из второго уравнения (5) найдем значения аргумента, соответствующие точкам перегиба $\varphi_{\text{тп}1,2}$ циклоиды: $\varphi_{\text{тп}1,2} = \psi_0 + \pi$.

Для определения закона движения ведущего звена с учетом упругих свойств пружин растяжения-сжатия частное решение неоднородного уравнения (3) будем искать в следующем виде

$$x = D \sin(pt + \xi). \quad (6)$$

Можно подобрать такие постоянные D и ξ , при которых выражение (6) будет удовлетворять уравнению (3).

Найдем производные от координаты x по времени t :

$$\dot{x} = dx/dt = Dp \cos(pt + \xi); \quad \ddot{x} = d^2x/dt^2 = -Dp^2 \sin(pt + \xi) \quad . \quad (7)$$

Подставим в уравнение (3) выражения для \dot{x}, \ddot{x}

$$-Dp^2 \sin(pt + \xi) + 2nDp \cos(pt + \xi) + k^2 D \sin(pt + \xi) = \Omega. \quad (8)$$

Из уравнения (8) можно найти выражения для постоянных D и ξ :

$$D = \frac{\Omega}{\sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4n^2 p^2}}; \quad \xi = \arctg \frac{2np}{k^2 - p^2}.$$

Тогда общее выражение для обобщенной координаты x ведущей каретки получим в виде

$$x = e^{-nt} (C_1 \cos \sqrt{k^2 - n^2} t + C_2 \sin \sqrt{k^2 - n^2} t) + \frac{\Omega \sin(pt + \xi)}{\sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4n^2 p^2}}, \quad (9)$$

Выражения для скорости \dot{x} и ускорения \ddot{x} ведущего звена можно получить соответствующим дифференцированием (9). Однако это приводит к сложным и громоздким выражениям. Для этого более удобно применять методы моделирования.

Решение дифференциальных уравнений осуществлялось с помощью системы моделирования динамических систем *Simulink* [4].

Закон движения ведомого звена зубчато-цевочного циклоидального механизма при равномерном движении ведущего зубчатого колеса ($\omega_1 = \text{const}$) характеризуется следующими зависимостями [1]:

$$\left. \begin{aligned} \omega_i &= \frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{\dot{x}y - x\dot{y}}{x^2 + y^2}; \\ \varepsilon_i &= \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = \frac{(\ddot{x}y - x\ddot{y}) - 2\omega_i(x\dot{x} + y\dot{y})}{x^2 + y^2}; \\ j_i &= \frac{d^3\psi}{d\varphi^3} = \frac{\ddot{x}y + \ddot{y}x - \ddot{y}x - \ddot{y}x - 4\varepsilon_i(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + x\ddot{x} - y\ddot{y})}{x^2 + y^2} \end{aligned} \right\}$$

где $\ddot{x} = -r\dot{\varphi} \cos \varphi$; $\ddot{y} = r\dot{\varphi} \sin \varphi$; x и y определяют по формулам (4); ω_i , ε_i , j_i – инварианты подобия угловой скорости, углового ускорения и пульса соответственно.

Переход от инвариантов подобия к действительным значениям угловой скорости ω , углового ускорения ε и пульса j ведомого звена при $\omega_1 = \text{const}$ осуществляется по формулам:

$$\omega = \omega_i \cdot \omega_1; \quad \varepsilon = \varepsilon_i \cdot \omega_1^2; \quad j = j_i \cdot \omega_1^3$$

где $\omega_1 = \dot{\phi} = v_1 / r$ – угловая скорость зубчатого колеса с цевкой; v_1 – линейная скорость каретки.

При $\omega_1 \neq \text{const}$ выражения для ω , ε и j будут иметь вид:

$$\omega = \omega_i \cdot \dot{\phi}; \varepsilon = \varepsilon_i \cdot \dot{\phi}^2 + \omega_i \cdot \ddot{\phi}; j = j_i \cdot \dot{\phi}^3 + 3\varepsilon_i \cdot \dot{\phi}\ddot{\phi} + \omega_i \cdot \ddot{\phi},$$

где $\dot{\phi}$, $\ddot{\phi}$, $\ddot{\phi}$ – соответственно первая, вторая и третья производные по обобщенной координате ϕ угла поворота ведущего зубчатого колеса.

Характер изменения кривых ω_i , ε_i и j_i для некоторых значений угла поворота ведомого звена $\psi_\Sigma = 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ и 120° зубчато-цевочных циклоидальных механизмов показан на рисунке 2.

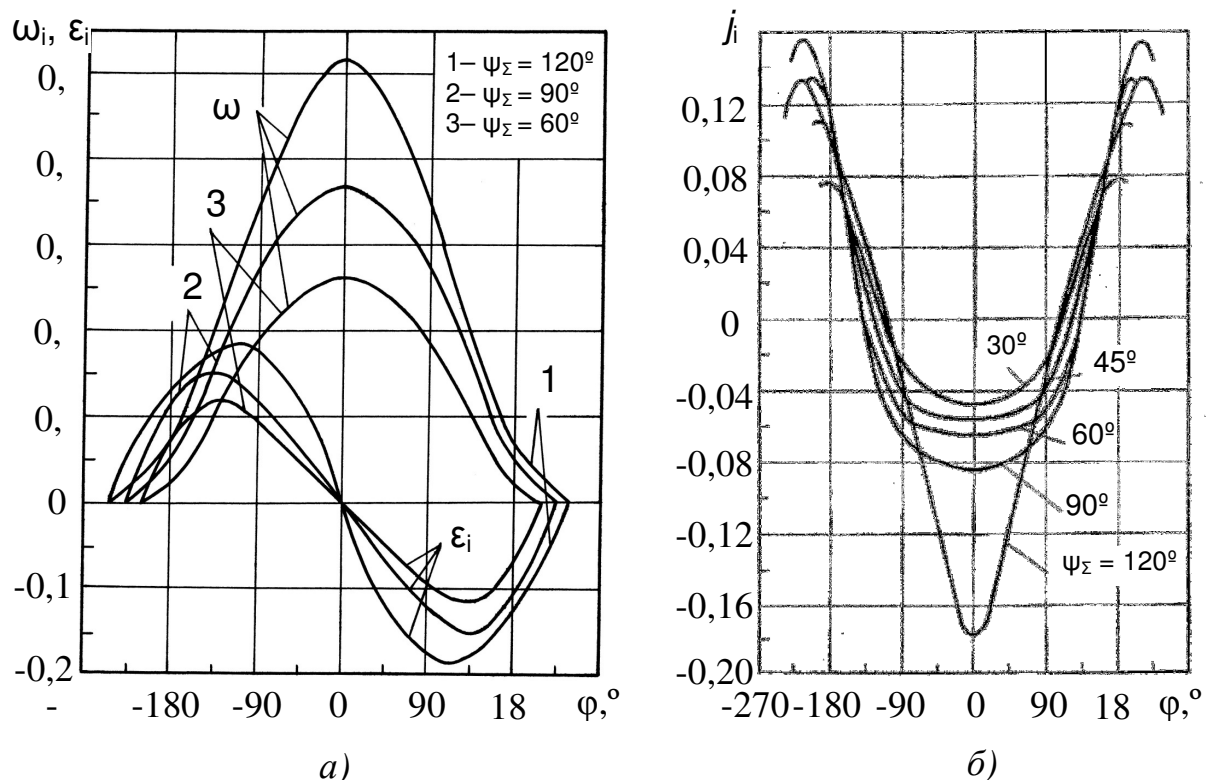


Рисунок 2 – Графики инвариантов подобия угловой скорости ω_i , ускорения ε_i (а) и пульса j_i (б) ведомого звена зубчато-цевочных циклоидальных механизмов

На рисунке 3 приведены результаты экспериментальных исследований динамики зубчато-цевочного циклоидального механизма в системе привода углового перемещения манипулятора.

Цикл поворота манипулятора имеет ярко выраженные участки разгона, торможения и успокоения колебаний. Первый этап – разгон, характеризуется плавным нарастанием угловой скорости от 0 до $\omega_{\max} = 10,5\text{c}^{-1}$ и положительным максимальным значением углового ускорения $\varepsilon_{\max}^{(p)} = 72\text{c}^{-2}$. Второй этап – плавное торможение движущихся масс, при этом угловая скорость колонны убывает до нуля, а максимальное угловое ускорение торможения руки манипулятора $|\varepsilon_{\max}^{(r)}| = 50\text{c}^{-2}$ имеет отрицательное значение. Каретка доходит до упора и фиксируется с конечной скоростью, о чем свидетельствует характер изменения кривых скорости v и ускорения a (рис. 3, а). В крайней точке позиционирования, соответствующей времени движения каретки $t = 0,18\text{c}$,

происходит фиксация колонны. Вследствие упругости руки наблюдаются быстро затухающие колебания последней с незначительной амплитудой. Конец времени успокоения колебаний $t_{\text{усп}}$ определяется уровнем колебаний, равным половине допускаемой погрешности повторяемости при угловом позиционировании.

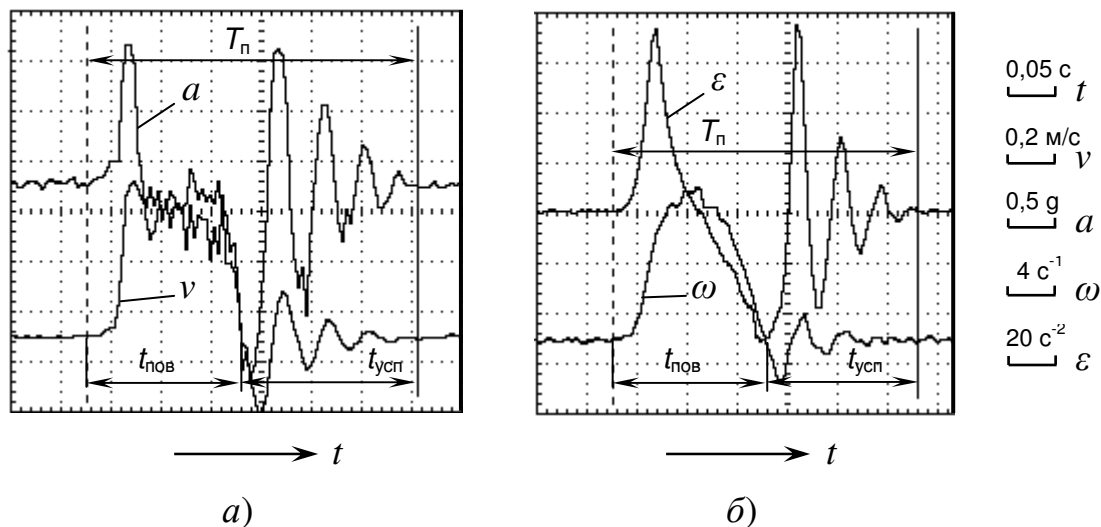


Рисунок 3 – Осциллограммы динамических параметров зубчато-цевочного циклоидального механизма с рекуперацией энергии:
a – ведущее звено; *б* – ведомое звено

Выводы

Результаты моделирования и экспериментального исследования динамики зубчато-цевочного циклоидального механизма с рекуперацией энергии, подтвердили его высокое быстродействие и благоприятные динамические характеристики.

Продолжительность успокоения колебаний ведомой массы в точке позиционирования зависит от упругих свойств пружин, частоты и коэффициента демпфирования собственных колебаний системы.

Список литературы

1. Надеждин И.В. Высокодинамичные механизмы вспомогательных операций автоматизированных сборочных производств. – М.: Машиностроение, 2008. – 270 с.
2. Патент №2304242 РФ. Поворотное устройство / Надеждин И.В. – Оpubл., 2007, Бюл. №22.
3. Патент №144750 РФ. Поворотное устройство / Надеждин И.В., Молчанов А.А. – Оpubл. 2014, Бюл. №24.
4. Дэбни Дж.Б. Simulink® 4. Секреты мастерства / Дж.Б. Дэбни, Т.Л. Харман; пер. с англ. М. Л. Симонов.– М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2003.– 403 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОЙ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Цхай Э.Б., Клопотов А.А.

*Томский государственный архитектурно-строительный университет,
Томск*

Ключевые слова: резьбовое соединение, радиальная деформация гайки, предельная осевая нагрузка, датчик радиальной деформации.

Аннотация. Рассмотрен способ определения предельной осевой нагрузки резьбового соединения по радиальной деформации гайки в сечении у наиболее нагруженного торца. Установлено, что радиальная деформация гайки связана с осевой нагрузкой резьбового соединения, и ее можно использовать для определения предельной нагрузки на соединение.

Известно, что резьба выходит из строя по причине срыва витков. Как правило, срыв происходит по цепной реакции, начиная с наиболее нагруженного витка у опорного торца. Расчетам конструкционного демпфирования в литературе уделено достаточно много внимания. Этому вопросу посвящены научные исследования таких ученых как Я.Г. Пановко, Г.И. Страхов, Н.Г. Калинин, В.И. Лебедев, Д.Н. Решетов, З.М. Левина, М.В. Хвингия, В.И. Максак и др.

Экспериментально установлено, что наибольшая радиальная деформация гайки наблюдается в сечении наиболее нагруженного витка, у которого происходит проскальзывание витков гайки относительно витков болта по конической винтовой поверхности [1-3].

Радиальная деформация гайки зависит от высоты и поперечных размеров гайки, шероховатости поверхности витков, диаметра отверстия под болт и осевой нагрузки. При этом, для предохранения от самоотвинчивания рекомендуемые напряжения от усилия затяжки должны быть не ниже 60-80 % от предела текучести.

Известные способы определения предельной осевой нагрузки резьбового соединения основаны на сложных расчетах [4-5].

Основным недостатком вышеперечисленных способов определения предельной нагрузки является трудоемкость расчета.

Наиболее близко к решению поставленной задаче по технической сущности является патент на изобретение № 401423 «Способ контроля усилия затяжки резьбовых соединений», по которому контроль усилия затяжки резьбовых соединений осуществляют по радиальной деформации гайки. Согласно вышеуказанному способу, образец нагружают осевым усилием, затем при помощи датчика радиальной деформации определяют величину поперечной деформации гайки в зависимости от соответствующего осевого усилия. Затяжку осуществляют, контролируя радиальную деформацию гайки.

К недостатку вышеуказанному изобретению следует отнести невозможность определения величины предельной осевой нагрузки для данного резьбового соединения.

Дальнейшее развитие нашего исследования состояло в разработке способа определения предельной осевой нагрузки резьбового соединения, минуя сложные расчеты. Поставленная задача решена следующим образом.

Общим с изобретением является то, что для осуществления эксперимента являются нагружающее устройство, датчик радиальной деформации и фиксирующий прибор. Ранее было установлено, что при циклическом осевом нагружении резьбового соединения наибольшая радиальная деформация наблюдается у опорного торца.

Согласно предлагаемому способу болт испытуемого резьбового соединения фиксируют от проворачивания и производят последовательную нагрузку резьбового соединения, например, через 5% от рабочей осевой нагрузкой с одновременной регистрацией радиальной деформацией гайки. При достижении предельной нагрузки, (когда витки болта срезаются), фиксируется величина радиальной деформации, выше которой не должна быть предельная осевая нагрузка.

В процессе нагрузки резьбового соединения производят запись диаграммы в координатах «осевая нагрузка – радиальная деформация гайки».

Радиальная деформация регистрируется, например, датчиком радиальной деформации по патенту на полезную модель №90893, который устанавливают у опорного торца гайки.

Автору неизвестны способы, по которому определяют предельную осевую нагрузку резьбового соединения по записи диаграммы в координатах «осевая нагрузка – радиальная деформация гайки», что подтверждает новизну предлагаемого способа.

Способ поясняется чертежами (рисунок 1).

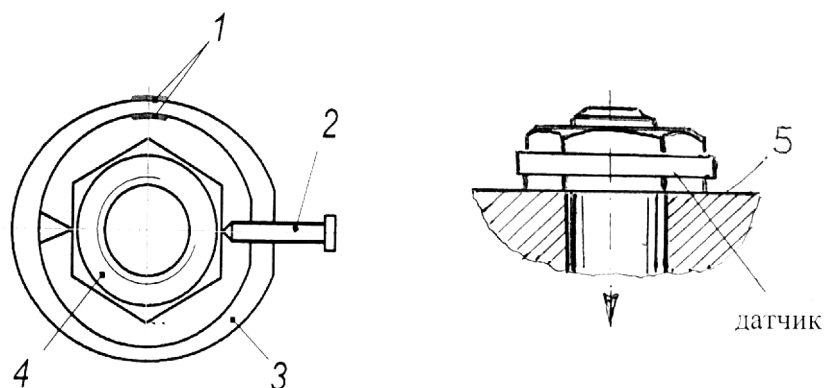


Рисунок 1 – Установка датчика радиальной деформации на гайке

На рисунке 1 изображена схема, в которой: 1 – тензорезисторы; 2 – установочный винт; 3 – датчик радиальной деформации; 4 – гайка, а также показана установка датчика радиальной деформации по высоте. Эксперименты выполнялись с гайками М12х1,5 различных поперечных размеров, равных 19, 22 и 24 мм. Высота всех гаек была одинакова. Эксперимент был многократно

воспроизведен с достижением однозначного технического результата. Эксперимент проводился следующим образом. Испытуемые образцы резьбового соединения устанавливались в устройство для осевого нагружения. На гайке резьбового соединения 4 закреплялись у опорного торца датчик радиальной деформации тела гайки 3. Резьбовое соединение нагружалось до разрушения, и производилась запись диаграммы разрушения. Сигнал от датчика радиальной деформации 3 поступал на двухкоординатный самопишущий потенциометр. На вторую координату самописца поступал сигнал от датчика усилия устройства для осевого нагружения. Таким образом, на двухкоординатном самопишущем потенциометре в координатах «осевая нагрузка – радиальная деформация гайки» записывалась диаграмма разрушения. На основании диаграммы производят оптимальный выбор предельной осевой нагрузки резьбового соединения, которая не должна превышать величины, зафиксированной в диаграмме.

Список литературы

1. Goodier J.N. The Distribution of Load on the Threads of Screws // J.of Appl. Mechanics. – 1940. – Marz – A10/A16,
2. Paland E.G. Gewinelasfverteilung in der Schrauben-Mut-fern Verbindng.// Konstruktion. –1967. – V.19. – № 9. – P. 345-350.
3. Цхай Э.Б. Радиальная деформация гайки // Исследование, конструирование и расчет резьбовых соединений: межвузовский научный сб. – Саратов, 1983. – С. 3-8.
4. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б., Резьбовые и фланцевые соединена. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
5. Пановко Я.Г., Страхов Г.И., Конструкционное демпфирование в резьбовых соединениях // Изв. АН Латв. ССР. – 1959. – №12. – С. 15-26.
6. Цхай Э.Б. Измерение перемещений при исследовании жесткости и демпфирующих свойств резьбовых соединений // Доклады Томского гос. ин-та систем управления и радиоэлектроники. – 2009. – Т.2. – С.65-68.

**СОВРЕМЕННАЯ МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
МАШИН И МЕХАНИЗМОВ**

**MODERN METHODOLOGY OF DESIGNING
OF MACHINES AND MECHANISMS**

АВТОМАТИЗАЦИЯ РАСЧЕТА РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ ПО МАТЕМАТИЧЕСКИМ МОДЕЛЯМ

Май В.Х., Щавелев Е.В., Сердюк А.И.

Оренбургский государственный университет, Оренбург

Ключевые слова: режимы резания, САПР ТП, точение.

Аннотация. В статье излагается пример последовательности расчета режимов резания для операции продольного точения с применением САПР ТП.

Автоматизированный расчет режимов резания (РР) является одним из этапов разработки САПР технологических процессов (ТП). Для расчета РР удобно пользоваться справочником [1], содержащим необходимые математические модели и значения поправочных коэффициентов. В качестве примера рассмотрим последовательность расчета РР для токарной обработки (рисунок 1).

Расчет режимов резания включает последовательное определение скорости резания $V_{рез}$, минутной подачи S_m и оперативного времени перехода t_o .

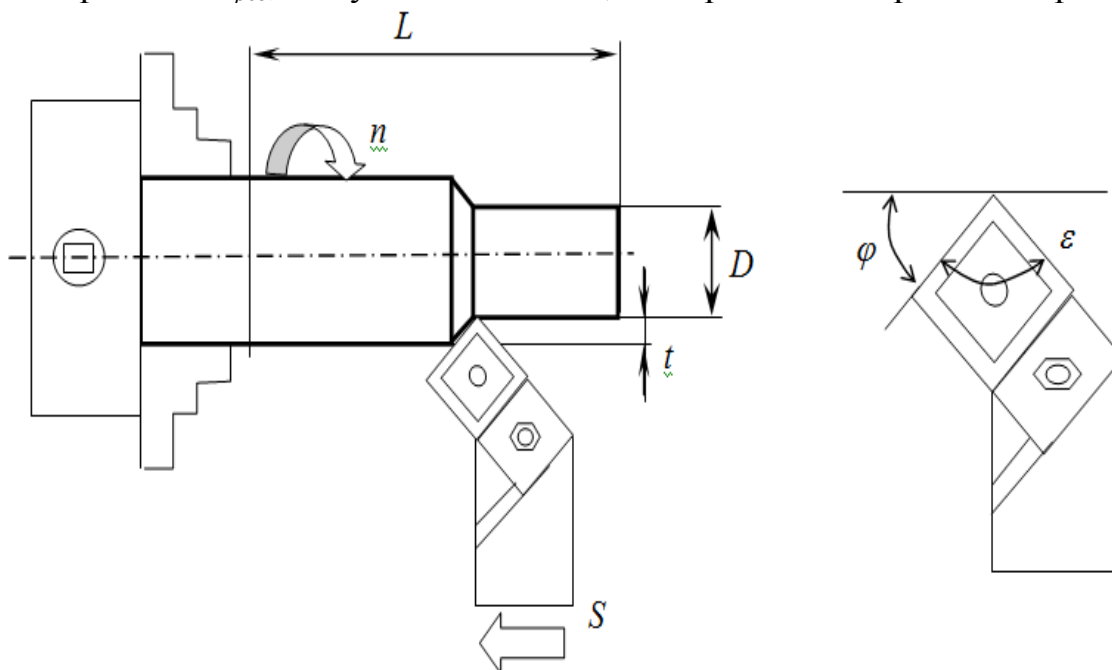


Рисунок 1– Расчетная схема обработки продольным точением

Алгоритм расчета РР включает следующие шаги:

1. Расчет табличного значения скорости резания $V_{рез}^T$.
2. Расчет поправочного коэффициента K_{V_r} , учитывающего материал, стойкость и способ крепления режущей части резца.
3. Расчет поправочного коэффициента K_{V_j} , учитывающего группу станка.
4. Расчет поправочного коэффициента K_{V_m} , учитывающего материал заготовки.

5. Расчет поправочного коэффициента $K_{V\phi}$, учитывающего способ крепления режущей пластины.

6. Окончательный расчет скорости резания $V_{рез}$ с учетом поправочных коэффициентов K_{V_T} , K_{V_j} , K_{V_m} и $K_{V\phi}$.

7. Расчет частоты вращения шпинделя n .

8. Расчет минутной подачи $S_m = S_o \times n$, где S_o , мм/об – заданная подача на оборот заготовки или инструмента.

9. Расчет машинного основного времени (времени резания) технологического перехода $t_{рез}$.

10. Расчет оперативного времени технологического перехода t_o , определяемого как $t_o = (1.1 - 1.15) \times t_{рез}$.

Экранная форма для проверочного расчета РР (рисунок 2) позволяет произвести пошаговую отладку процедур перед включением в разрабатываемую САПР ТП.

Шаг	Описание	Значение
Шаг 1	Расчет нормативного значения $V_{рез}$	131.82
Шаг 2	Расчет поправочного коэффициента K_{VT}	0.8011
Шаг 3	Расчет поправочного коэффициента K_{Vj}	0.6466
Шаг 4	Расчет поправочного коэффициента K_{Vm}	1.0341
Шаг 5	Расчет поправочного коэффициента $K_{V\phi}$	0.9967
Шаг 6	Расчет $V_{рез}$ с учетом коэффициентов	70
Шаг 7	Расчет частоты вращения шпинделя n	280
Шаг 8	Расчет минутной подачи, S_m	140
Шаг 9	Расчет машинного времени $t_{рез}$	1.50
Шаг 10	Расчет оперативного времени перехода	1.73

Режимы резания и нормы времени	
Скорость резания, м/мин	70
Частота вращения шпинделя, об/мин	280
Минутная подача, мм/мин	140
Машинное время перехода, мин	1.50
Оперативное время перехода, мин	1.73

Рисунок 2 – Экранная форма приложения для пошаговой отладки процедур САПР ТП

Список литературы

1. Общемашиностроительные времена и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с числовым программным управлением: в 2-х ч./ Ч.2 Нормативы режимов резания. – М.: Экономика, 1990. – 472 с.

АНАЛИЗ И ОЦЕНКА ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПОТОЧНОГО МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Козелков О.А.

ОАО Научно-производственное предприятие «Кант», Москва

Ключевые слова: поточное производство, технологический процесс, система массового обслуживания, одноканальная и многоканальная модель.

Аннотация. Работа посвящена моделированию потоковой составляющей производственного процесса. Определены выражения для основных функциональных параметров технологических процессов в виде систем массового обслуживания как одноканальной, так и с параллельными сервисами. Использование указанных данных позволяет определить характеристики оборудования, с учетом которых производится анализ реализуемости проектов производства новой техники.

Анализ реализуемости планов по выпуску инновационной продукции машиностроения предполагает оценку соответствия характеристик технологических процессов (ТП) и имеющегося оборудования требованиям проекта. Для решения указанной задачи ТП следует представить в виде последовательности технологических операций с закреплением каждой из них за рабочим местом и оборудованием. При этом необходимо учитывать факторы случайности, обусловленные возможными сбоями оборудования, наличием брака, различным качеством сырья и заготовок.

Моделирование потоковой составляющей производственного процесса позволяет оценить его функционирование по технико-экономическим критериям, таким как объем выпуска, объем незавершенного производства, количество оборудования и т.п. Использование указанных данных позволяет определить характеристики требуемого оборудования и оснастки. При решении указанной задачи эффективно применение теории массового обслуживания [1, 2]. Моделью структурной маршрутизации является система массового обслуживания (СМО), в которой имеется как входной поток поступающих на обслуживание заявок, так и выходной поток выбывающих их системы заявок [3].

Рассмотрим обобщенную одноканальную модель, в которой как интенсивность входного потока, так и скорость обслуживания зависят от числа требований n , при этом будем использовать величины λ_n и μ_n (соответственно частота заявок и интенсивность обслуживания). Получим формулу для значений p_n – вероятности того, что в процессе обработки находится n изделий.

В малом интервале времени h справедливы следующие утверждения:

а) если не происходит ни одного поступления, то $p_n = 1 - \lambda_n h$,

б) если не происходит ни одного выбытия, то $p_n = 1 - \mu_n h$.

С учетом того, что в интервале h может произойти максимум одно событие (поступление или выбытие), находим

$$p_n(t+h) \approx p_n(t)(1-\lambda_n h)(1-\mu_n h) + p_{n-1}(t)\lambda_n h(1-\mu_n h) + p_{n+1}(t)(1-\lambda_n h)\mu_{n+1} h, n > 0,$$

$$p_0(t+h) \approx p_0(t)(1-\lambda_0 h) + p_1(t)(1-\lambda_1 h)\mu_n h, n = 0.$$

Для стационарного режима получим следующие уравнения:

$$p_1 = \frac{\lambda_0 p_0}{\mu_1}, p_{n+1} = \left(\frac{\lambda_n + \mu_n}{\mu_{n+1}} \right) p_n - \left(\frac{\lambda_{n-1}}{\mu_{n+1}} \right) p_{n-1}, n > 0.$$

Рассуждая по схеме индукции, приходим к формулам:

$$p_n = \frac{\lambda_0 \lambda_1 \dots \lambda_{n-1}}{\mu_1 \mu_2 \dots \mu_n} p_0, n \geq 1, p_0 = \frac{1}{1 + \sum_{n=0}^{\infty} \prod_{i=1}^n \frac{\lambda_{i-1}}{\mu_i}}.$$

Для оценки операционных характеристик многоканальной модели учтем

$$\mu_n = \begin{cases} n\mu & \text{при } n \leq c \\ c\mu & \text{при } n > c, \end{cases}$$

где c – количество параллельно работающих единиц оборудования.

Из выражения для одноканальной модели при $n \leq c$:

$$p_n = \frac{\lambda^n}{\mu(2\mu)(3\mu)\dots(n\mu)} p_0 = \frac{\lambda^n}{n! \mu^n} p_0.$$

В случае, когда $n > c$ можно получить выражения:

$$L_q = \frac{\rho^{c+1}}{(c-1)!(c-\rho)^2} p_0, L_s = L_q + \rho, W_q = \frac{L_q}{\lambda}, W_s = W_q + \frac{1}{\mu},$$

где L_q – среднее число изделий на промежуточном складе, L_s – среднее число обрабатываемых изделий, W_q – средняя продолжительность пребывания изделия на промежуточном складе, W_s – средняя продолжительность обработки.

Таким образом, определены выражения для основных функциональных параметров ТП в виде систем массового обслуживания как одноканальной, так и с параллельными сервисами. Результаты работы могут применяться при разработке информационных технологий планирования и управления производственными процессами машиностроения.

Список литературы

1. Демченко О.Ф. Исследования предприятия как системы одноканальных подсистем массового обслуживания с «чистым» ожиданием // Полет.– 2003. – №11. – С. 35-41.
2. Ивченко Г.И. Теория массового обслуживания. Изд. 2, испр. и доп. / Г.И. Ивченко, В.А. Каштанов, И.Н. Коваленко. – М: Изд-во «Либроком», 2012. – 304 с.
3. Козелков О.А. Модели оценивания характеристик машиностроительного производства в условиях технологических инноваций // Современные проблемы теории машин. – 2014. – №2. – С. 50-52.

ПРОБЛЕМЫ ВЫБОРА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПОДСИСТЕМЫ «ЧЕЛОВЕК – СИДЕНЬЕ»

Карцов С.К.¹, Поляков Ю.А.²

¹Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, Москва,

²Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», Москва

Ключевые слова: динамическая модель, подсистема «человек – сиденье».

Аннотация. Представлены основные проблемы, возникающие при выборе динамической модели подсистемы «человек – сиденье», предназначенной для последующего включения в состав пространственной динамической модели колесной машины на базе программной системы ФРУНД.

Современные колесные машины имеют развитые системы виброзащиты людей, важным элементом которых являются сиденья. Поэтому представляет интерес проведение расчетно-экспериментальных работ по определению виброзащитных свойств сидений при случайном дорожном воздействии. При этом должны быть учтены свойства конструкций сидений: значительный гистерезис характеристик упругости подвесок, подушек, спинок, а также особенности колебательной системы «человек – сиденье». Поскольку реальные упругие характеристики элементов сиденья соизмеримы с аналогичными характеристиками тела человека, целесообразно представлять единую колебательную систему «человек – сиденье».

Для практических расчетов и теоретических исследований систем виброзащиты оператора используют динамические модели тела человека в виде аналитических соотношений (например, частотных характеристик) или в виде эквивалентных механических систем (как правило, с несколькими степенями свободы) [1].

В настоящее время российскими и зарубежными учеными проведен ряд исследований по определению биодинамических моделей тела человека и его отдельных органов [1-9].

Основная трудность при выборе биодинамической модели заключается в том, что тело человека является системой с распределенными параметрами и представление его в виде колебательной системы, состоящей из конечного числа пассивных элементов, всегда будет в какой-то мере условным [9]. Стремление моделировать колебания всех основных органов тела приводит к очень сложным расчетным схемам [5, 7]. Если биодинамическую модель использовать лишь для оценки вибронегруженности автомобиля и расчёта параметров сиденья, то, как показали экспериментальные исследования, она может быть значительно упрощена [9].

Другая трудность при выборе биодинамической модели человека состоит в том, что человеческое тело является самонастраивающейся системой [1],

параметры которой меняются в широких пределах в зависимости от характера и направления действующих возмущений, положения тела в пространстве и т. д. Например, параметры человека, сидящего в неудобном положении, значительно отличаются от его параметров с естественной или свободной посадкой.

Естественная поза может быть определена как посадка человека, при которой он свободно, не напрягаясь, опирается на спинку сиденья, смотрит прямо перед собой и не тратит дополнительных мускульных усилий на то, чтобы удержаться на сиденье; ноги при этом слегка выставлены вперед [7]. При свободной посадке тело человека максимально расслаблено, голова опущена под действием собственного веса, руки свешиваются вдоль тела, грудь пассивно наклонена вперед. Неудобная посадка характеризуется тем, что человек упирается ногами в пол и сильно прижимается к спинке сиденья, его шейные мышцы напряжены [9].

В обычных условиях движения автомобиля водитель и пассажир принимают естественную позу, поэтому при исследовании вибронегруженности рассматриваются параметры человека, имеющего такую посадку.

Третья трудность состоит в том, что изменение параметров сидящего человека в зависимости от уровня и характера действующего на него возмущения приводит к нелинейности динамической системы, моделирующей колебания человека.

Однако, исследования, проведенные с большой группой людей различного возраста (19-41 год), массы (60-110 кг) и роста (169-192 см), показали, что в некотором диапазоне амплитуд возмущения, зависящим от частоты, сидящий человек может в первом приближении считаться практически линейной динамической системой [9].

При экспериментальных исследованиях и испытаниях систем «человек-сиденье» применяют специальные имитаторы (антропоморфные манекены), заменяющие человека-испытателя в опасных для него условиях.

Весьма заманчивой представляется при эксперименте возможность замены человека эквивалентной механической моделью, состоящей из системы масс, пружин, демпферов. Подобные попытки предпринимались неоднократно, но пока не привели к удовлетворительным результатам. Основной причиной этого является наличие трудно поддающейся моделированию связи сидящего человека со спинкой и полом, а также самонастройка биомеханической модели человека в соответствии с режимом нагружения [6].

Пока не разработана достаточно удовлетворительная эквивалентная механическая модель, частотные характеристики ускорений на сиденьях следует определять вместе с человеком. При этом для уменьшения неизбежного рассеяния результатов, целесообразно использовать при испытаниях человека массой 75 – 80 кг, среднего роста и телосложения. На результаты испытаний оказывает известное влияние также поза человека: водитель должен, держась руками за рулевое колесо, опираться на спинку, но не нажимать на нее, поза не должна быть расслабленной. Методика замера должна быть такая же, как и при дорожных испытаниях: между человеком и сиденьем размещается жесткая

пластина диаметром 300 мм и толщиной 4 мм, на которой закреплен датчик вертикальных ускорений.

Замена человека балластом может привести к существенному искажению реального колебательного процесса. Как указано в работе [6], амплитудно-частотные характеристики, полученные при испытаниях с балластом и человеком, отличаются коренным образом как по форме, так и по коэффициенту передачи, причем при загрузке балластом коэффициент передачи на резонансной частоте в 2-3 раза больше. Основной (но не единственной) причиной такого отличия является взаимодействие человека со спинкой сиденья, создающей демпфирующий эффект. При загрузке балластом этот эффект отсутствует, и на резонансной частоте возникают интенсивные колебания балласта на подушке сиденья.

Расчетные динамические модели, а также антропоморфные манекены должны быть эквивалентными телу человека по следующим основным показателям [1]: геометрическим размерам и формам; распределению масс частей тела (в частности, по расположению центров масс частей тела, значениям этих масс и моментов инерции); видам соединений отдельных элементов; упругим и демпфирующим свойствам.

При теоретическом моделировании и разработке манекенов тело человека представляется в виде механической системы, состоящей из некоторого числа твердых тел, сочлененных упругими и демпфирующими связями. Выбор структуры механической модели существенно определяет результаты моделирования. Структуру модели тела человека необходимо выбирать с учетом экспериментальных данных, представленных частотными характеристиками (например, порядок системы может быть связан с числом максимумов амплитудно-частотной характеристики), биомеханических и антропометрических характеристик тела человека [1].

В зависимости от целей и постановок задач виброзащиты используются различные модели [1, 3, 5, 7, 9]. В тех случаях, когда необходимо ограничить вибрации на рабочем месте в пределах норм на допустимые уровни вибрации, целесообразно применять модели, эквивалентные телу человека по входному механическому импедансу. Существуют задачи, в которых требуется ограничить интенсивность колебаний отдельных частей тела человека: головы, туловища и т. п. (это важно, поскольку водителю в условиях вибрации необходимо управлять различными системами и следить за показаниями приборов). При этом в расчетах используют модели, эквивалентные телу человека по амплитудно-частотным и фазочастотным характеристикам. Применимость моделей зависит также от ширины рассматриваемого в задаче частотного диапазона. Так, в диапазоне частот до 8 Гц допустимо применять одномассовые модели [1]; увеличение числа масс в модели (и переход в пределе к системе с распределенными параметрами) приводит к более точной аппроксимации динамических свойств тела человека в широком диапазоне частот.

Общий принцип моделирования состоит в том, чтобы динамическая модель имела бы динамические характеристики, максимально приближающиеся к характеристикам тела человека.

Среди различных предложенных моделей «человек – сиденье» в ряде работ [3, 4, 8] используется двухмассовая система как наиболее простая и позволяющая учитывать основную, а также вторую резонансные частоты. Существуют и другие модели «человек – сиденье» [5, 7, 9], однако, общим их недостатком является отсутствие надежных подтверждений адекватности реальной системе. Стремление приблизить поведение модели к поведению реальной системы приводит к значительному усложнению модели «человек – сиденье», что затрудняет ее исследование.

Список литературы

1. Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / В.К. Асташев, В.И. Бабицкий, И.И. Быховский и др.; под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1995. – 456 с.
2. Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнёв А.Е., Поляков Ю.А. Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография. – М.: Машиностроение, 2011. – 463 с.
3. Дербаремдикер А.Д., Островцев А.Н. О проблеме оптимизации взаимодействия человека и автотранспортной техники // Автомобильная промышленность. – 1970. – № 7. – С. 12-15.
4. Жигарёв В.П., Хачатуров А.А. Исследование влияния характеристик автомобильного сиденья и его подвески на комфортабельность езды пассажира // Труды Всесоюз. семинара по подвескам автомобилей. – М., ОНТИ НАМИ, 1967. – Вып. 13. – С. 54-76.
5. Кашкин С.К. Зарубежные исследования воздействия вибрации на «человека-оператора»: модели, группы водителей, приматы // Тез. I Междунар. науч.-методич. и науч.-исслед. конф. «Плавность хода экологически чистых автомобилей в различных дорожных условиях и летательных аппаратов при приземлении и торможении». – М.: МАДИ, 1997. – С. 51-52.
6. Певзнер Я.М., Гридасов Г.Г., Конев А.Д., Плетнёв А.Е. Колебания автомобиля. Испытания и исследования. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.
7. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
8. Пархиловский И.Г., Шишкин В.И., Белов С.А. Вопросы оценки эффективности виброзащиты водителя // Автомобильная промышленность. – 1976. – № 8. – С. 22-25.
9. Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л., Васильев В.С. и др. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.

УДК 621.4

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ОПОР РОТОРОВ

Астрелин М.Н., Рахматулин Р.Х., Чешко А.Д.

*Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика
С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара*

Ключевые слова: опора, упругий элемента, деформация, ротор, жёсткость.

Аннотация. В работе приводится анализ исследований упругих элементов типа «беличьего колеса» опор роторов газотурбинных двигателей. Выявлены тенденции развития научных исследований и концепции проектирования упругих элементов.

Для улучшения вибрационного состояния в опорах газотурбинных двигателей широко используются упругие элементы. Основными характеристиками упругих элементов являются жёсткость и демпфирование. Данные характеристики зависят от конструкции упругих элементов, среди которых наибольшее распространение получили «беличьи колёса». Примеры конструкций упругих элементов типа «беличье колесо» представлены на рисунке 1.



Рисунок 1 – Упругие элементы опор роторов

Для определения коэффициента радиальной жёсткости упругого элемента типа «беличьего колеса» используется формула С.И. Сергеева [1], однако расчёт по данной зависимости может быть недостоверным при определенных параметрах конструкции упругих элементов. В работе [2] показано, что радиус скругления пазов, а также малая длина упругих балочек, может внести погрешность в расчёты по данной зависимости до 80 %. С целью повышения точности вычислений формула была усовершенствована путём введения поправочных коэффициентов $c_{УЭ} = nEbh(b^2 + h^2)k_1k_2k_3/2l_0^3$, где n – количество балочек; b, h, l_0 – ширина, толщина и длина балочек соответственно; E – модуль Юнга материала, $k_{1,2,3}$ – поправочные коэффициенты.

В последнее время появляются конструкции УЭ с анизотропными характеристиками радиальной жёсткости, поэтому нужно определять радиальную жёсткость в вертикальной и горизонтальной плоскости. В работе [3] приведена конструкция упругого элемента, обладающая большой осевой податливостью, что необходимо для регулирования характеристик опоры. Следовательно, нужно исследовать осевые характеристики жёсткости упругого элемента. В работе [4] показано, что осевые силы могут значительно влиять на радиальную жёсткость упругого элемента типа «беличьего колеса», но достоверность полученных результатов сомнительна, поскольку некорректно, на наш взгляд, были определены перемещения поверхностей при деформировании УЭ, поэтому подобные исследования необходимо продолжить. Осевая сила может быть растягивающей и сжимающей, что по-разному будет влиять на деформации упругого элемента. При этом для сдвоенных упругих элементов деформационная картина будет выглядеть гораздо сложнее, поскольку одна половина будет растягиваться, а другая сжиматься. Для конструкций упругих элементов со сложной формой балочек и их поперечного сечения применить даже усовершенствованную формулу С.И. Сергеева для определения радиальной жёсткости невозможно, поэтому необходимо разрабатывать новые методики определения характеристик не только радиальной, но и осевой жёсткости. Поскольку для определения жёсткости УЭ широко применяются численные методы расчёта (*ANSYS*, *SolidWorks* и др.), то необходимо учитывать способ приложения нагрузки к УЭ, т.к. при неправильном приложении нагрузки погрешность в определении коэффициентов жёсткости может достигать 20 % [2].

Под действием осевых, радиальных сил и изгибающих моментов происходит перекашивание втулки упругого элемента. Для сдвоенных упругих элементов перекося упругой втулки при этом оказывается гораздо большим, что было показано в работе [5]. Также перспективным направлением является исследование влияния технологических факторов на характеристики упругих элементов. Как показано в работе [2] допуски на геометрические размеры упругого элемента типа «беличьего колеса» при изготовлении вносят погрешность до 60 %. Однако в данной работе рассматривалась детерминированная задача и только для основных геометрических размеров

УЭ, что не отражает реальной сущности. Поэтому такие исследования необходимо продолжить, в том числе и для более сложных конструкций УЭ.

В работе [2] было показано, что демпфирование в УЭ типа «беличьего колеса» мало и им можно пренебречь, но в работе рассматривалась только статическая задача при радиальном нагружении УЭ. Учитывать демпфирование в осевом и радиальных направлениях необходимо в следующих случаях: во-первых – при изготовлении УЭ из материалов, обладающих демпфирующими свойствами или с нанесением наноструктурированных покрытий; во-вторых – при применении упругих элементов с конструкционным демпфированием; в-третьих – при определённых способах крепления УЭ к корпусу. Наиболее распространённым способом крепления «беличьего колеса» является резьбовое соединение. Как было показано в работе [2], резьбовые соединения способны демпфировать колебания, и эффективность демпфирования зависит от ряда факторов: направление осевых сил, действующих на опору, усилие затяжки, свойства и состояние поверхности резьбовых и фланцевых соединений опоры и др. Поэтому данное направление исследований тоже является актуальным.

Таким образом, были выявлены перспективные направления исследований динамических характеристик упругих элементов. Это позволит разработать новые конструкции упругих элементов и методики расчёта их характеристик.

Настоящая работа выполнена под научным руководством к.т.н., доцента кафедры основ конструирования машин Барманова И.С.

Список литературы

1. Балякин В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макаrchук. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 254 с.
2. Барманов И.С. Разработка обобщённой методики расчёта и проектирования упругодемпферных опор роторов двигателей летательных аппаратов и энергоустановок: автореферат дис. ... канд. техн. наук / Барманов Ильдар Сергеевич. – Самара, 2011, 16 с.
3. Фомина О.Н. Управление динамическим поведением роторов ГТД посредством опоры с регулируемой жёсткостью: автореферат дис. ... канд. техн. наук / Фомина Ольга Николаевна. – Москва, 2010, 22 с.
4. Леонтьев М.К. Исследование влияния характеристик упругих элементов опор роторов на динамику ГТД / М.К. Леонтьев, А.Г. Терешко // Вестник СГАУ. – № 3(34). – Ч. 1 – С. 173-180.
5. Балякин В.Б. Исследование упругодеформированного состояния упругих элементов опор роторов ГТД / В.Б. Балякин, Д.М. Бобков // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы межд. науч.-техн. конф. – Самара, СГАУ, 2009. – В 2 Ч., Ч.1. – С. 55-56.

УДК 621.4

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ОПОР РОТОРОВ ТУРБОМАШИН

Камбаров Д.К., Коннов И.В., Никитин А.Н.

*Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика
С.П. Королёва (национальный исследовательский университет), Самара*

Ключевые слова: опора, подшипник качения, ротор, жёсткость, демпфирование.

Аннотация. В работе проведён краткий обзор исследований характеристик подшипников качения опор роторов турбомашин, проведён анализ результатов исследований, на основании которого намечены перспективы дальнейших исследований динамических характеристик подшипников качения.

Для обеспечения виброхарактеристик турбомашин различного назначения широко применяются упругодемпферные опоры (УДО). Жёсткость и демпфирование упругодемпферных опор зависит от характеристик её составных элементов – упругого элемента (УЭ), подшипника (П), демпферного устройства.

В качестве подшипников опор роторов турбомашин наибольшее распространение получили шариковые радиально-упорные, роликовые радиальные подшипники качения и радиальные и упорные подшипники скольжения. Последние, как правило, применяются в стационарных установках и в данной работе не рассматриваются. Известно, что демпфирование в подшипниках качения очень мало [1], поэтому для определения характеристик упругодемпферных опор необходимо определять только характеристики жёсткости подшипников качения.

Определение коэффициентов жёсткости подшипников качения рекомендуется проводить на начальном этапе по приближенным зависимостям [2], после чего уточнять современными численными методами расчёта. Применительно к шариковым подшипникам можно рекомендовать методику, имеющую высокую точность вычисления [1]. На основе данной методики в работе [3] было установлено, что коэффициенты радиальной и осевой жёсткости шарикового подшипника существенно зависят от осевой и радиальной нагрузок, а также от конструктивных, эксплуатационных и технологических факторов. Показано, что при соотношении сил $0,1 < Fa/Fr < 0,4$, радиальная жёсткость подшипника становится соизмеримой с радиальной жёсткостью упругого элемента, и оказывает значительное влияние на характеристики упругодемпферной опоры (рисунок 1).

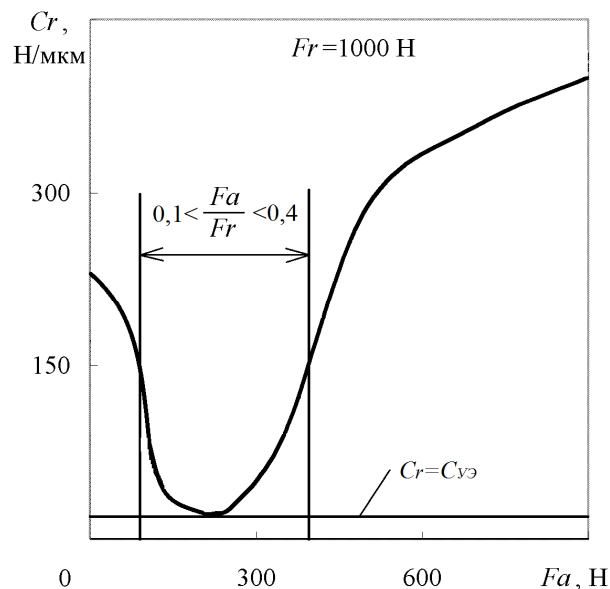


Рисунок – 1 – Зависимость влияния осевой нагрузки на коэффициент радиальной жёсткости шарикового подшипника

Также отмечено, что коэффициенты жёсткости могут изменяться в несколько раз при изменении ряда конструктивных и эксплуатационных параметров подшипника. Однако не исследовалось влияние осевой жёсткости подшипника на жёсткость всей опоры. Следовательно, необходимо проводить дополнительные исследования по влиянию на радиальную и осевую жёсткость шариковых подшипников других конструктивных, эксплуатационных и технологических факторов, например перекоса колец, натяг по посадочным поверхностям подшипника и в самом подшипнике, свойств материалов, температуры, режимов смазывания, изнашивания и др. Перспективным является применение гибридных подшипников с керамическими шариками, для которых данные исследования также актуальны.

Настоящая работа выполнена под научным руководством к.т.н., доцента кафедры основ конструирования машин Барманова И.С.

Список литературы

1. Балякин В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макаrchук. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 254 с.
2. Белоусов А.И. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / А.И. Белоусов, В.Б. Балякин, Д.К. Новиков; под ред. А.И. Белоусова – Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2002 – 335 с.
3. Барманов И.С. Разработка обобщённой методики расчёта и проектирования упругодемпферных опор роторов двигателей летательных аппаратов и энергоустановок: автореферат дис. ... канд. техн. наук / Барманов Ильдар Сергеевич. – Самара, 2011, 16 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В НЕЛИНЕЙНОМ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕ С ПОТЕРЯМИ

Нейман Л.А.

Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск

Ключевые слова: статический электромагнитный преобразователь, нелинейная модель, потери от вихревых токов, нестационарный режим, методы структурного моделирования.

Аннотация. На основе созданной нелинейной модели статического электромагнитного преобразователя рассмотрен расчет нестационарных процессов, учитывающий потери активной мощности в массивном сердечнике магнитопровода от действия вихревых токов. Основное внимание в исследованиях уделено вопросу схемной реализации нелинейной модели и разработке устойчивого алгоритма вычислений с использованием аппарата структурного моделирования *Matlab Simulink*.

Рассматриваемые вопросы относятся к статическим электромагнитным преобразователям с массивным ферромагнитным сердечником, имеющих замкнутую или почти замкнутую систему связанных магнитопроводов (дроссели, электромагнитные привода электрических аппаратов, виброустановок и т.п.). Полученные результаты исследований могут быть использованы при создании нелинейных динамических моделей электромеханических устройств имеющих потери активной мощности от действия вихревых токов.

Электромагнитные преобразователи являются основным структурным звеном многих электромеханических систем и устройств, предназначенных для генерирования механических колебаний различных по амплитуде и частоте [1-6]. Вопросы, связанные с основами их рационального конструирования и совершенствования инженерных методик расчета, по-прежнему сохраняют свою актуальность [7-17]. В особенности решение данных вопросов актуально при расчетах нестационарных режимов [18-27].

Наибольшие трудности, возникающие при описании и в расчетах нестационарных процессов, связаны с учетом потерь от вихревых токов, зависящих от частоты и степени насыщения материала магнитопровода.

Сложность протекающих в катушке нестационарных процессов, усложняет точный учет вихревых токов, обусловленных активными потерями в ферромагнитном сердечнике. Возникновение данных потерь может приближенно рассматриваться как действие вторичного короткозамкнутого контура, сцепленного с основным потоком.

Основу расчетной модели при таком рассмотрении, составляют дифференциальные уравнения, полученные для обобщенной нелинейной схемы замещения базовой модели статического электромагнитного преобразователя, который можно рассматривать как нелинейную катушку индуктивности с массивным стальным сердечником. При таком представлении система

дифференциальных уравнений нелинейной модели, составленная по второму закону Кирхгофа после преобразований, будет иметь следующий вид:

$$\begin{cases} u = i r_k + L_s \frac{di}{dt} + w \frac{d\Phi}{dt}, \\ iw = \Phi R_M + \frac{\rho_0 \gamma_{ст} l}{2\pi^2 f^2 B_m^2 S} \frac{d\Phi}{dt}, \end{cases}$$

где $u = U_m \sin \omega t$ – напряжение источника; ω – циклическая частота; i – ток в обмотке катушки; r_k – активное сопротивление катушки; w – число витков катушки; Φ – основной магнитный поток; R_M – магнитное сопротивление сердечника; L_s – индуктивность рассеяния катушки; ρ_0 – величина удельных потерь в стальном сердечнике; $\gamma_{ст}$ – плотность материала сердечника; l, S – длина и сечение сердечника; f – частота источника; B_m – амплитудное значение индукции в магнитопроводе сердечника.

Представленная математическая модель позволяет исследовать как переходные, так и установившиеся режимы, учитывает нелинейности, потоки рассеяния, а также активные потери в меди катушки и в стальном сердечнике магнитопровода от действия вихревых токов.

Для анализа нелинейной модели может быть предложен алгоритм расчета, реализованный методами структурного моделирования в программе *Matlab Simulink*. Если принять для упрощения, что $L_s = 0$, структурная схема нелинейной динамической модели преобразователя может быть представлена в виде схемы показанной на рисунке 1.

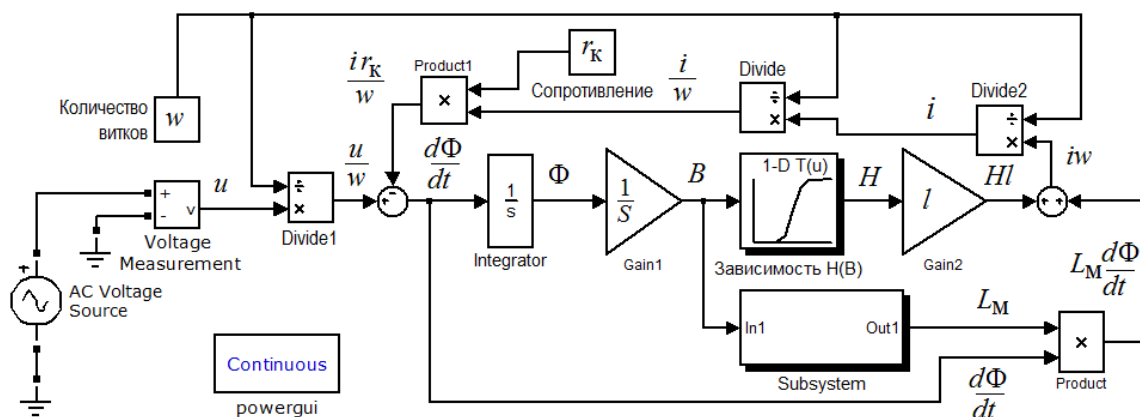


Рисунок 1 – Структурная схема динамической модели электромагнитного преобразователя с массивным магнитопроводом в программе *Matlab Simulink*

Нелинейные свойства материала магнитопровода, учтены с помощью блока одномерной таблицы в виде зависимости $H(B)$ (рисунок 1). Основу алгоритма приближенного учета потерь мощности в массивном ферромагнитном магнитопроводе составляет подсистема *Subsystem*. Входной величиной этой подсистемы является вектор индукции магнитного поля. Значение магнитной индуктивности, получаемое на выходе подсистемы (рисунок 1), пропорционально потерям от вихревых токов в массивном

магнитопроводе. Нелинейность зависимости удельных потерь $p_0(B)$ в материале магнитопровода от степени его насыщения учтена с помощью блока одномерной таблицы *Table* входящего в подсистему.

Результаты моделирования в виде переходных графиков тока при нулевых начальных условиях приведены на рисунке 2.

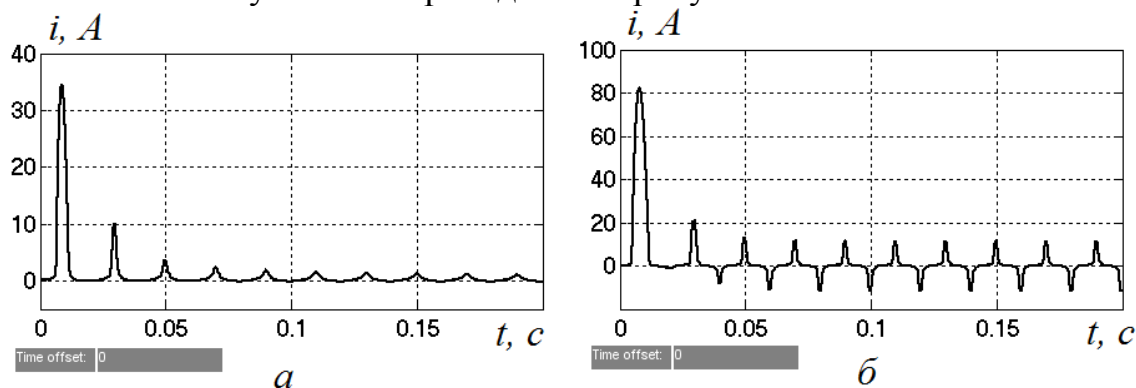


Рисунок 2 – График тока в катушке: а) при ненасыщенном магнитопроводе $U_m = 75$ В; б) при насыщенном магнитопроводе $U_m = 115$ В

В примере приняты следующие значения параметров нелинейной модели: $f = 50$ Гц; $r_k = 0,85$ Ом; $w = 500$; $l = 0,25$ м; $S = 4 \cdot 10^{-4}$ м²; сердечник магнитопровода выполнен из электротехнической стали марки «1212» с толщиной листов 0,5 мм; $\gamma_{ст} = 7750$ кг/м³.

Таким образом, рассмотренный алгоритм электромагнитного расчета и вариант схемной реализации динамической нелинейной модели преобразователя выполненная методами структурного моделирования позволяет достаточно просто учесть насыщением сердечника и влиянием вихревых токов возникающих в массивном магнитопроводе при расчетах переходных процессов. Выполненные расчеты по представленному алгоритму полностью согласуются с классическими положениями теории нелинейных цепей и результатами физического эксперимента.

Список литературы

1. Нейман Л.А. Исследование двухкатушечной синхронной электромагнитной машины с инерционным реверсом бойка / Л.А. Нейман, В.Ю. Нейман // Современные проблемы теории машин. – 2014. – № 2. – С. 109-110.
2. Нейман Л.А. Синхронный электромагнитный механизм для виброударного технологического оборудования / Л.А. Нейман // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2014. – № 6 (207). – С. 17-19.
3. Нейман Л.А. Оценка конструктивного совершенства систем охлаждения синхронных электромагнитных машин ударного действия // Научный вестник НГТУ. – 2013. – № 4. – С. 177-183.
4. Нейман В.Ю. Тенденции в развитии конструкций синхронных двухобмоточных электромагнитных машин для импульсных технологий /

- В.Ю. Нейман, А.А. Скотников, Л.А. Нейман // Актуальные проблемы энергетики АПК: материалы II междунар. науч.-практ. конф. – Саратов: ФГОУ ВПО Саратовский ГАУ. – 2011. – С. 209-211.
5. Нейман В.Ю. Структурный анализ синхронных электромагнитных машин ударного действия / В.Ю. Нейман, А.А. Скотников, Л.А. Нейман // Автоматизированные электромеханические системы: сб. науч. тр. Под общ. ред. В.Н. Аносова. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2011. – С. 106-120.
 6. Нейман Л.А. Линейные синхронные электромагнитные машины для низкочастотных ударных технологий / Л.А. Нейман, В.Ю. Нейман // Электротехника. – 2014. – № 12. – С. 45-49.
 7. Нейман Л.А. К исследованию тяговых характеристик электромагнитных приводов с учетом зубчатости элементов магнитопровода / Л.А. Нейман, О.В. Рогова // Доклады Академии наук высшей школы Российской Федерации. – 2013. – № 1 (20). – С. 100-108.
 8. Малинин Л.И., Нейман В.Ю. Предельные силовые характеристики электромагнитных двигателей постоянного тока // Электротехника. – 2009. – № 12. – С. 61-67.
 9. Нейман Л.А. К решению задачи рационального выбора электромагнитного двигателя заданного габарита и веса на основе численного эксперимента / Л.А. Нейман // Научный вестник НГТУ.- Новосибирск: Изд-во НГТУ. – 2013. – № 4. – С. 184-190.
 10. Соловейчик Ю.Г. Оптимизация геометрии линейных электромагнитных двигателей с использованием конечноэлементного моделирования магнитного поля / Ю.Г. Соловейчик, В.Ю. Нейман, М.Г. Персова, М.Э. Рояк, Ю.Б. Смирнова, Р.В. Петров // Известия вузов. Электромеханика. – 2005. – № 2. – С. 24-28.
 11. Нейман В.Ю. Сравнение геометрически подобных систем электромагнитов по условию постоянства теплового критерия / В.Ю. Нейман, Л.А. Нейман, А.А. Петрова // Электротехника. – 2011. – № 12. – С. 14а-16.
 12. Нейман В.Ю. К вопросу учета главных размеров при выборе типа электромагнита по значению конструктивного фактора / В.Ю. Нейман, Л.А. Нейман, А.А. Петрова, А.А. Скотников, О.В. Рогова // Электротехника. – 2011. – № 6. – С. 50а-53.
 13. Петрова А.А. Моделирование в FEMM магнитного поля для расчета тяговых характеристик электромагнитных двигателей постоянного тока / А.А. Петрова, В.Ю. Нейман // Сборник научных трудов Новосибирского государственного технического университета. – 2008. – № 2. – С. 101-108.
 14. Нейман В.Ю. О методике к выбору типа электромагнита по значениям конструктивного фактора / В.Ю. Нейман, Л.А. Нейман, А.А. Петрова // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2011. – № 2. – С. 310-313.
 15. Нейман Л.А. К оценке выбора типа электромагнита по значению конструктивного фактора / Л.А. Нейман, А.А. Петрова, В.Ю. Нейман // Известия вузов. Электромеханика. – 2012. – № 6. – С. 62-64.

16. Нейман Л.А. Конечно-элементное моделирование магнитного поля для расчета статических параметров линейных электромагнитных машин / Л.А. Нейман, В.Ю. Нейман, В.К. Терехов // Автоматизированное проектирование в машиностроении. – 2014. – № 2. – С. 26-30.
17. Neyman V.Yu., Neyman L.A., Petrova A.A. Calculation of efficiency of DC electromagnet for mechanotronic systems // IFOST 2008: Proceedings of the 3d International Forum on Strategic Technology, June 23-29, 2008, Novosibirsk: Tomsk. P. 452-454.
18. Нейман В.Ю. Анализ процессов энергопреобразования линейных электромагнитных машин с предварительным аккумулярованием магнитной энергии в динамических режимах // Электротехника. – 2003. – № 2. – С. 30-36.
19. Нейман Л.А. Исследование перегрузочной способности циклического электромагнитного привода в зависимости от начального превышения температуры в переходных тепловых режимах / Л.А. Нейман // Электротехника. – 2014. – № 7. – С. 7-12.
20. Нейман Л.А. Оценка перегрузочной способности ударного электромагнитного привода по средней температуре перегрева в переходных режимах / Л.А. Нейман // Известия вузов. Электромеханика. – 2013. – № 6. – С. 58-61.
21. Нейман Л.А. Приближенный расчет циклического электромагнитного привода с учтенным начальным превышением температуры в переходном тепловом процессе нагрева / Л.А. Нейман // Доклады Академии наук высшей школы Российской Федерации. – 2014. – № 1 (22). – С. 113-122.
22. Нейман Л.А. Исследование нагрева электромагнитного двигателя в переходных режимах / Л.А. Нейман, А.А. Скотников, В.Ю. Нейман // Известия вузов. Электромеханика. – 2012. – № 6. – С. 50-54.
23. Нейман Л.А. Упрощенный расчет электромагнитного ударного привода в повторно-кратковременном режиме работы / Л.А. Нейман, В.Ю. Нейман, А.С. Шабанов // Электротехника. – 2014. – № 12. – С. 50-53.
24. Нейман Л.А. Анализ процессов энергопреобразования в однокатушечной синхронной электромагнитной машине с двухсторонним выбегом бойка / Л.А. Нейман // Известия Томского политехнического университета. – Томск. Изд-во ТПУ, 2013. – № 4, Т323. – С. 112-116.
25. Нейман Л.А. Рабочий цикл двухкатушечной синхронной электромагнитной машины со свободным выбегом бойка / Л.А. Нейман, В.Ю. Нейман // Известия вузов. Электромеханика. – 2013. – № 6. – С. 48-52.
26. Малинин Л.И. Определение напряжения преобразования энергии и электромагнитных сил в электромеханических системах / Л.И. Малинин, В.Ю. Нейман // Электричество. – 2008. – № 6. – С. 57-62.
27. Нейман Л.А. Анализ процессов энергопреобразования в двухкатушечной синхронной электромагнитной машине с инерционным реверсом бойка // Известия Томского политехнического университета. Томск. Изд-во ТПУ, 2014. – № 4, Т. 325. – С. 157-163.

УДК 66.081.6

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОБАРОМЕМБРАННОГО АППАРАТА РУЛОННОГО ТИПА

Абоносимов О.А.

Тамбовский государственный технический университет, Тамбов

Ключевые слова: электробаромембранный аппарат, коэффициент задержания, удельный поток растворителя, секционирование аппарата.

Аннотация. В работе представлена конструкция электробаромембранного аппарата рулонного типа, предназначенного для очистки промышленных сточных вод. Рассмотрен расчет основных технологических параметров, необходимых для проектирования мембранного аппарата.

Очистка стоков химических и машиностроительных предприятий является актуальной задачей при современном развитии отраслей химической и металлургической промышленности. В связи с быстрым развитием новых технологий и усовершенствованием старых технологических процессов проблема расчета новых конструкций аппаратов является наиболее значимой.

Технологией расчета при этом является определение основных размеров мембранного аппарата, которые необходимы при проектировании электромикрофильтрационных, электроультрафильтрационных и электроосмофильтрационных установок[1].

На рисунке 1 показан электробаромембранный аппарат рулонного типа. Аппарат состоит из корпуса 1, выполненного из диэлектрического материала, перфорированной трубки 2, коллектора отвода ретентата 3, коллектора отвода прикатодного и прианодного пермеата 4,5, дренажной сетки - катода 6 и анода 7, подложки мембраны 8, прикатодной и прианодной мембраны 9 и 10, сетки-турбулизатора 11, устройства для подвода электрического тока 12. Перфорированная трубка 2, служащая для подвода исходного раствора, разделена на две секции одинакового объема по всей длине вертикальной перегородкой, создающей коллектор для протекания охлаждающей воды, в котором расположена сетка-турбулизатор охлаждающей воды 13.

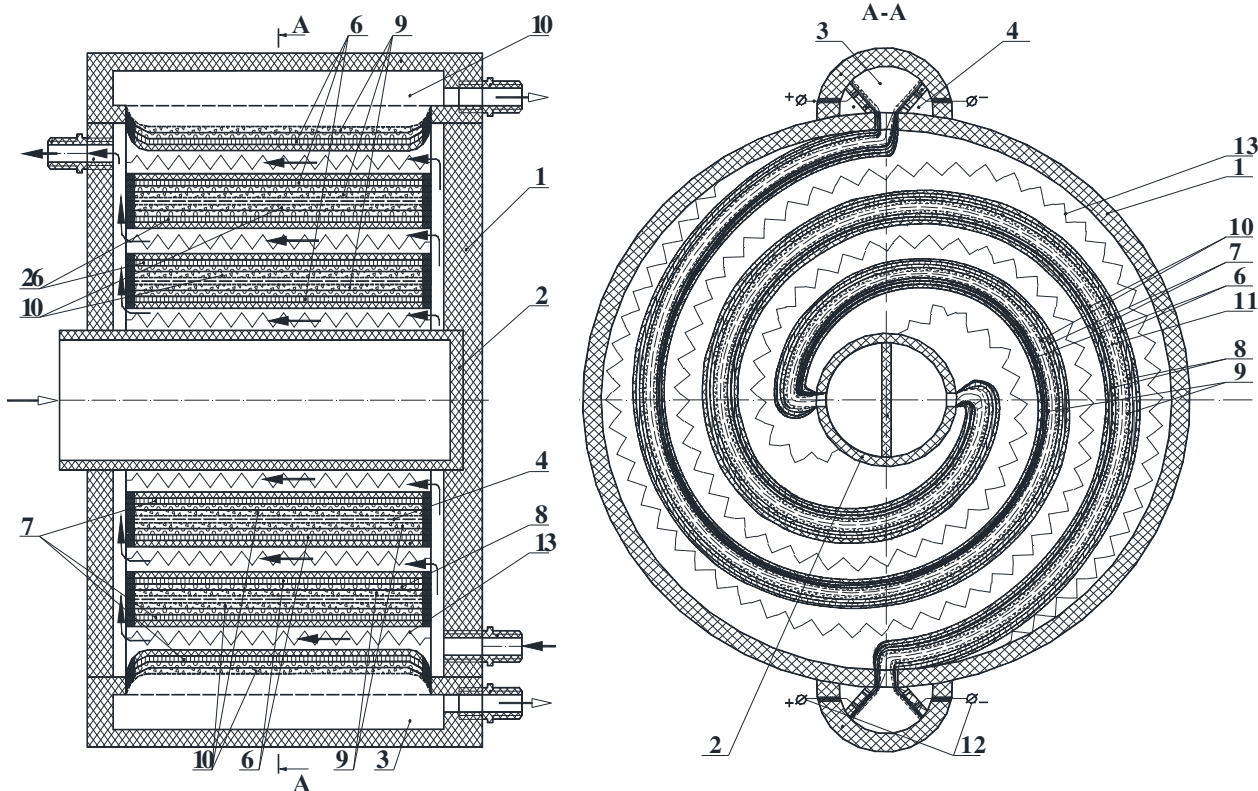


Рисунок 1 – Электробаромембранный аппарата рулонного типа

По расчетным концентрациям растворенного вещества в ретентате и пермеате, и в исходном растворе определяет коэффициент задержания по следующей формуле:

$$K = 1 - \frac{2C_{nep}}{C_{исх} + C_{рет}}. \quad (1)$$

Используя уравнение (1) и уравнение о взаимосвязи коэффициента задержания и удельного потока растворителя, определяем удельный поток растворителя по следующему выражению:

$$J = J_0 \cdot (1 - K_k^{(-1/K)}), \quad (2)$$

где J_0 – удельный поток растворителя для используемой мембраны по дистиллированной воде;

K – коэффициент задержания;

K_k – коэффициент концентрирования.

Далее определяем рабочую площадь мембраны в аппарате

$$F = \frac{V_{nep}^{+,-}}{J}. \quad (3)$$

Учитывая то, что в работе рассматриваются аппараты рулонного типа, и они защищены авторским свидетельством на изобретение [2], предпочтение отдаем этим аппаратам в виду того, что аппараты этого класса являются наиболее эффективными.

Зная рабочую площадь одного рулонного элемента, определяем общее число аппаратов в мембранной установке по следующей формуле:

$$n = F / F_э, \quad (4)$$

где $F_э$ – рабочая площадь одного элемента.

Далее проводим секционирование аппаратов в установке, исходя из необходимости обеспечения одинаковой скорости движения разделяемого раствора в каждом аппарате каждой секции и постоянства снижения расхода по длине аппарата [3]:

$$L_i = (L_{Hi} + L_{Ki}) / 2n_i = const; \quad (5)$$

$$q = L_{Hi} / L_{Ki}, \quad (6)$$

где L_{Hi} , L_{Ki} – соответственно начальный и конечный расход разделяемого раствора в i -ой секции; n_i – число аппаратов в i -ой секции.

Количество разделительных модулей в секции вычисляется по формуле:

$$n_i = \frac{L_{исх} \left(1 - \frac{1}{q}\right)}{q^{i-1} \cdot L_{пер}}, \quad (7)$$

где $L_{исх}$, $L_{пер}$ – расход исходного раствора и расход пермеата в каждом аппарате соответственно.

Список литературы

1. Лазарев С.И., Абоносимов О.А., Горбачев А.С. Модель расчета аппаратов обратного осмоса рулонного типа // Журнал прикладной химии. – 2004. – Т.77. – Вып. 11. – С. 1844-1846.
2. Патент №2326721 РФ Электробаромембранный аппарат рулонного типа / Абоносимов О.А., Лазарев С.И., Рябинский М.А. – Опубл. 20.06.2008, Бюл. №17.
3. Байков В.И., Зновец П.К. Ультрафильтрация в плоском канале с одной проницаемой поверхностью // ИФЖ. – 1994. – Т. 72. – №1. – С.32-37.

ОПТИМИЗАЦИОННЫЕ МОДУЛИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАГИСТРАЛЬНЫХ НЕФТЯНЫХ НАСОСОВ

Кретинин А.В., Галдин Д.Н., Дарнева Я.В.

Воронежский государственный технический университет, Воронеж

Ключевые слова: магистральный нефтяной насос, оптимизация, ansys.

Аннотация. В данной статье рассмотрен алгоритм использования возможностей математического моделирования гидродинамических процессов в проточной части центробежного насоса средствами пакета конечно-элементного анализа ANSYS в сочетании с методами нелинейного программирования, что позволяет получить оптимизированную геометрию проточной части насоса, обеспечивающую максимальную гидродинамическую эффективность.

Задача оптимизации проточной части является задачей многокритериальной условной оптимизации, при этом возможна следующая постановка задачи, при которой ограничениями являются кавитационный запас и конструктивные параметры, а критериями оптимизации являются гидравлический КПД насоса и радиальная сила на ротор.

При этом считается, что основными элементами проточной части являются подвод, рабочее колесо, отвод насоса и в ряде случаев лопаточный направляющий аппарат. Варьируемыми параметрами для отдельных элементов проточной части могут быть назначены следующие факторы. Для рабочего колеса: количество лопастей, угол установки лопасти на входе на покрывном диске, угол установки лопасти на выходе, запас прочности вала насоса, отношение диаметра ступицы к диаметру вала, отношение толщины лопасти к выходному диаметру колеса, втулочный угол профиля лопасти, угол между выходной кромкой лопасти и осевым направлением. Для лопаточного направляющего аппарата (НА): число лопастей, угол установки лопасти на входе, угол установки лопасти на выходе, толщина лопастей, наружный диаметр НА, внутренний диаметр НА, ширина НА. Для отвода насоса: ширина входа в отвод, радиус входа в отвод, диффузорность обводного канала, коэффициент расширения обводного канала, угол установки "языка" отвода, пропускная способность спиральной части.

Расчетный блок состоит из отдельных расчетных модулей. В модуле Geometry 1 создается параметризованная модель направляющего аппарата отвода, расчетная сетка для которого строится в модуле Mesh 1. Модули Excel, Geometry 2 и Mesh 2 формируют параметризованную сеточную модель отвода. В отдельном модуле Vista CPD используется инструмент Vista Design для формирования меридионального сечения лопаточного колеса. Далее эти данные передаются в модуль BladeGen, где с помощью Blade Design проектируется лопастная система с лопатками двойной кривизны. Затем эти данные передаются в модуль TurboGrid, где с помощью инструментов Turbo mesh создается расчетная сетка. Далее сеточная модель колеса передается для

моделирования в модуль CFX. Кроме того, готовые геометрии направляющего аппарата и отвода также загружаются в модуль CFX, а именно, в CFX Pre. С помощью инструмента CFX Pre формируются граничные условия (на входе, выходе, стенках, интерфейсы), параметры моделирования (модель турбулентности, зависимости плотности, вязкости, давление насыщенных паров и пр.) и передаются в решатель CFX. В решателе задаются параметры алгоритма решения сеточных уравнений и запускается процесс решения. После сходимости системы сеточных уравнений результаты передаются в CFX Post, где обрабатываются и выводятся в качестве выходных критериев оптимизации.

Наиболее важным этапом реализации методики оптимизации является построение параметрических моделей проточной части с использованием инструментария ANSYS. Средствами встроенного редактора геометрии Design Modeler были созданы параметризованные модели элементов насоса с изменяемыми параметрами, указанными выше. Отличительной особенностью модели двузавиткового отвода является использование среды Microsoft Office Excel, что позволяет иметь удобный интерфейс, который к тому же может быть переадаптирован в случае незначительных изменений концепции построения.

Вербальная постановка тестовой задачи оптимизации состоит в следующем: подобрать значения следующих геометрических параметров, определяющих профиль лопатки рабочего колеса: запаса прочности вала насоса K_s , отношение диаметра ступицы к диаметру вала, углы установки лопасти на входе и выходе (β_{1s} – угол установки лопасти на входе на покрывном диске, и β_2 – угол установки лопасти на выходе), отношение толщины лопасти к выходному диаметру колеса такие, что гидравлический КПД насоса стремится к максимальному значению, а радиальная сила на ротор, приводящая к вибрациям насоса, стремится к минимальному значению). При этом кавитационный запас насоса является ограничением, и будет вычисляться для наилучшего варианта лопасти. По ряду факторов осуществлялся одномерный оптимизационный поиск.

Реализация разработанной методики осуществляется методами комбинаторной и параметрической оптимизации и содержит ряд связанных проблем.

1. Разработка параметризованных 3D-моделей элементов проточной части: колесо, отвод, направляющий аппарат. Разработка параметризованной модели всей проточной части НА. Разработка расчетных моделей в среде ANSYS. Разработка файла сценария моделирования, с использованием которого можно одной командой запустить проектирование, создать расчетную модель и выполнить расчет с выводом результатов расчета во внешний файл. Разработка программы-переходника, которая задает в служебный файл ANSYS параметры геометрии, затем запускает ANSYS на проектирование и расчет, и далее считывает из служебного файла результаты расчета и записывает их во внешний файл результатов. Т.е., расчетчик во внешнем файле задает необходимые параметры, далее запускает программу-переходник и далее весь расчет и проектирование ANSYS проводит автоматически без вмешательства оператора.

2. Формирование набора формализованных постановок задач оптимизации: набора варьируемых параметров, набора критериев, диапазонов изменения параметров, ограничений.

3. Проведение многокритериальной оптимизации для отдельных элементов проточной части (рабочее колесо, отвод) и насосов в целом. Формирование Парето-оптимальных множеств решения. Проектирование проточной части насосов с учетом результатов решения задач оптимизации.

Список литературы

1. Валюхов С.Г., Булыгин Ю.А., Кретинин А.В. Численное моделирование гидродинамических процессов в проточной части магистрального нефтяного насоса // Разработка, производство и эксплуатация турбо-, электронасосных агрегатов и систем на их основе: Труды VI Международной научно-технической конференции «СИНТ'11». – Воронеж: ИПЦ «Научная книга», 2011. – С.61-65.
2. Валюхов С.Г., Кретинин А.В. Математическое моделирование гидродинамических процессов в проточной части центробежного насоса с использованием нейросетевых алгоритмов // Насосы. Турбины. Системы. 2011. – №1. – С. 53-60.
3. Sergey Valyuhov, Alexander Kretinin and Alexander Burakov (2011). Neural Network Modeling of Hydrodynamics Processes, Hydrodynamics – Optimizing Methods and Tools, Harry Edmar Schulz (Ed.), ISBN: 978-953-307-712-3, InTech, Available from:
4. <http://www.intechopen.com/articles/show/title/neural-network-modeling-of-hydrodynamics-processes>
5. Валюхов С.Г., Кретинин А.В. Оптимизация геометрии рабочего колеса центробежного нефтяного насоса с использованием инструментов ANSYS // Материалы международной конференции "Воронежская зимняя математическая школа С.Г. Крейна -2014". – Воронеж: ИПЦ «Научная книга», 2014. – С. 76-83.

ЦЕЛЕПОЛАГАНИЕ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ИННОВАЦИОННОГО ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Лексатов И.С., Лутошкина Т.А.

Омский государственный университет путей сообщения, Омск

Ключевые слова: вагон, целеполагание, проектирование, внедрение, эксплуатация

Аннотация: В статье исследуются комплекс целей и их взаимодействие при создании нового грузового вагона исходя из интересов участников процесса эксплуатации.

Одной из основных целей структурной реформы на железнодорожном транспорте является обновление парка подвижного состава. Под обновлением можно понимать уменьшение среднего «возраста» вагонов, обращающихся по сети железных дорог. Этот показатель можно отнести к количественным характеристикам парка, так как неизвестны качественные характеристики новых вагонов. Для того чтобы отразить качественные изменения изделия вводится понятие «инновационный вагон».

Существуют определенные разногласия по поводу того, какой вагон можно считать инновационным. Существует мнение, что таковым можно считать вагон либо на тележке, которая может выдерживать эксплуатационную нагрузку, повышенную до 25 тонн/ось, либо вагон на стандартной тележке, рассчитанной на 23,5 тонн/ось, но обладающий какими-либо новыми качествами, интересными для потребителя [1]. Сомнению подвергается не только уровень тех показателей, за которыми можно считать вагон инновационным, но и состав показателей. Однако суть остается: инновация – это скачкообразное изменение характеристик вагона в положительную сторону в плане технических показателей конструкции, если ее рассматривать отдельно от инфраструктуры, в которой будет эксплуатироваться данная машина.

Совершенство отдельно рассматриваемой новой машины с точки зрения конструктора, или хорошая технологичность с точки зрения изготовителя, может не является положительным изменением для потребителя. Интерес потребителя является наиболее комплексной проблемой и проявляется в противоречивых требованиях, которые могут как способствовать так и препятствовать внедрению «конструкторских» инноваций.

Рассмотрим пример грузового вагона. Особенностью данного устройства является его высочайшая зависимость от обеспечивающей эксплуатацию сложной организационно-технической системы железнодорожного транспорта. Сама система же в данный момент переходит на рыночные условия межэлементного взаимодействия, где элементы являются самостоятельными рыночными субъектами. Это приводит к тому, что конструкция нового вагона должна отвечать более сложным и неоднозначным требованиям многих организаций, состав и связи которых показаны на схеме (рисунок 1). Например, в интересах потребителя возможно сохранение некоторых параметров устаревшей конструкции вагона, так как считается, что подвижной состав должен развиваться так, чтобы грузоотправителям и получателям не пришлось

вынужденно менять грузовое оборудование и дорогостоящую инфраструктуру чтобы обеспечить эксплуатацию новых вагонов. Операторов же вагонов интересуют такие параметры, как увеличенный срок жизненного цикла нового изделия и увеличение межремонтных пробегов. Предприятия железнодорожной инфраструктуры, занимающиеся непосредственно эксплуатацией вагона, больше заинтересует технологичность и трудоемкость ремонта вагона, которые выражаются в затратах на осмотр, техническое обслуживание и текущий ремонт вагона. У перевозчика могут быть интересы отличные от всех перечисленных. Например, инновационные изделия могут увеличить провозную и пропускную способность сети железных дорог и снизить расходы на перевозку и потребление энергии локомотивом. Кроме перечисленного, новый вагон конструктивно должен быть совместим: с находящимися в эксплуатации вагонами старой конструкции; с грузовой инфраструктурой, с оборудованием линейных эксплуатационных предприятий, с технологическим оборудованием железнодорожной инфраструктуры, а в перспективе и с оборудованием ремонтных предприятий, если принять неизменной современную структуру ремонтного цикла вагона.



Рисунок 1 – Система-потребитель вагона и взаимодействие ее элементов

Как видно, комплексная проблема проектирования и внедрения инновационных вагонов проявляется во многих явлениях. Например, эксплуатационная инфраструктура не готова к появлению множества несовместимых между собою конструкций и параметров деталей вагонов. Одним из вариантов решения этой проблемы для эксплуатирующей организации видится введение национального стандарта, который бы обеспечил взаимозаменяемость всех деталей тележки вагона вне зависимости от производителя, так как тележка является самым нагруженным элементом конструкции вагона и поэтому затраты на ее текущий ремонт максимальны. Исходя из этих ожиданий, в случае внедрения нескольких конструкций вагонов, издержки эксплуатационных предприятий ожидаемо возрастут.

Таким образом, анализ проблем внедрения инновационных вагонов, показал связи различных элементов организационно-технической системы послереформенного железнодорожного транспорта и основные параметры, которые являются определяющими для принятия решения о начале эксплуатации инновационного подвижного состава. Хотя удовлетворить потребителя новой техники стало труднее, возрастающая конкретизация и четкость требований позволят создать действительно нужный рынку продукт, интересный каждому участнику процесса эксплуатации.

Список литературы

1. Осипова О. Нагрузки растут // Комерсантъ Business Guide (Подвижной состав). – 2014. – №15.

**ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ
МАШИН, ПРИБОРОВ И АППАРАТУРЫ**

**DYNAMICS AND STRENGTH
OF MACHINES, DEVICES AND EQUIPMENT**

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СТАТИЧЕСКИХ ПЕРЕГРУЗОК НА КОНСТРУКЦИЮ КОРПУСА МАЛОГО КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА ФОРМАТА CUBESAT

Костюченко Т.Г., Битуева М.И.

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Томск*

Ключевые слова: малый космический аппарат, CubeSat, нагрузки, квазистатические воздействия, прочностной анализ.

Аннотация. В статье показано влияние статических перегрузок на корпус малого космического аппарата формата CubeSat 2U и 3U. Определены виды нагрузок, действующие на космический аппарат в процессе выведения на орбиту. Вычислены значения квазистатических нагрузок.

В процессе проектирования изделий космического назначения часто возникает потребность в оценке как наиболее значимых физико-математических свойств деталей и узлов, так и изделия в целом. Например, необходимо оценить прочность деталей при заданных нагружениях или максимальные деформации корпуса изделия [1].

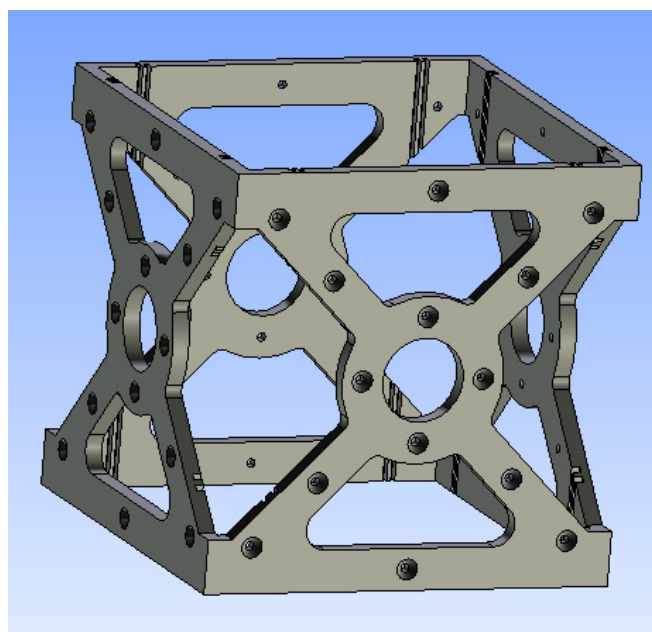
В 2016г. в ТПУ предполагается запуск университетского малого космического аппарата (МКА). В настоящее время ведется работа по проектированию аппарата.

При выведении на орбиту космический аппарат испытывает различного вида воздействия, способные оказать негативное влияние на его корпус. В рамках этой работы проводится исследование различных вариантов корпуса МКА, в частности, формата CubeSat, варианты 1U, 2U и 3U, 3D модели которых приведены на рисунке 1.

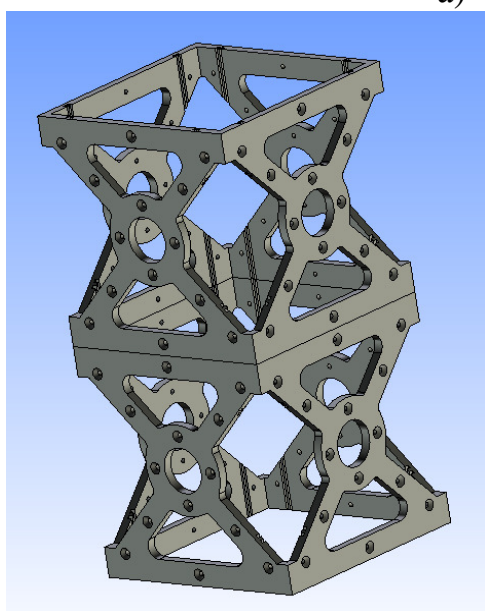
На современном этапе развития методов автоматизированного проектирования и расчетных методов классические методы расчета практически не используются, поскольку не дают необходимой точности расчетов. Современные расчетные методы предполагают использование 3D моделей.

При выведении на орбиту КА испытывает следующие виды нагрузок:

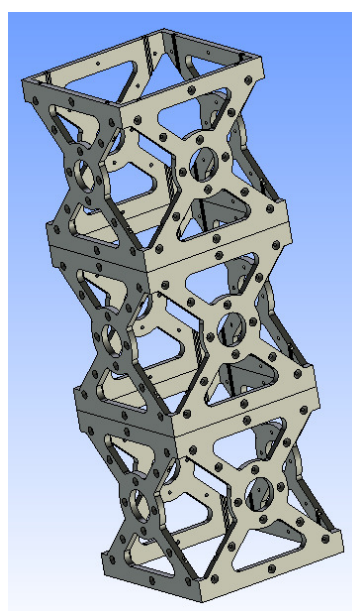
- Квазистатические;
- Синусоидальные;
- Случайные;
- Акустические;
- Ударные.



а)



б)



в)

Рисунок 1 – 3D модели корпусов спутника формата CubeSat:
а) 1U; б) 2U; в) 3U

Первым этапом исследования конструкции МКА является исследование на квазистатические нагрузки, величины которых приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Величины нагрузок

Случай эксплуатации	Перегрузка, g	
	Продольная (X)	Поперечная (Y, Z)
Старт	$3,6 \pm 0,7$	$\pm 2,5$
Полет 1 ступени	$8,6 \pm 0,5$	$-0,5 \dots +1,0$
Полет 2 ступени	$7,8 \pm 0,5$	$\pm 0,8$
Полет 3 ступени	$-0,5 \dots +3,4$	$\pm 0,7$

Основная цель статического прочностного анализа конструкций заключается в оценке напряжённого состояния конструкции, находящейся под действием не изменяющихся во времени (статических) силовых воздействий. Эта оценка напряжённого состояния выполняется обычно с целью проверки принятых конструкторских решений на условие прочности.

Основными результатами статических расчётов являются:

- поля перемещений конструкции в расчётных точках конечно-элементной сетки;
- поля относительных деформаций;
- поля компонентов напряжений;
- энергия деформаций;
- узловые усилия;
- поля распределения коэффициента запаса по напряжениям по объёму конструкции;

Этих данных обычно достаточно для прогнозирования поведения конструкции и принятия решений для оптимизации геометрической формы изделия с целью обеспечения основных условий прочности изделий.

Исследование на квазистатические нагрузки осуществлялось с использованием модуля T-Flex Анализ. Для расчета нагрузки пересчитаны с учетом силы тяжести Земли, их величина для вариантов корпусов 2U и 3U приведена в таблицах 2 и 3 соответственно.

Вариант корпуса 1U был исследован на квазистатические нагрузки ранее, результат исследования приведен в [2].

Таблица 2 – Нагрузка для варианта корпуса 2U, Н

	Ось X	Ось Y,Z
Старт	1,93	3,3665
Полет 1 ступени	4,085	1,3466
Полет 2 ступени	3,7256	1,07728
Полет 3 ступени	1,526	0,94262

Таблица 3 – Нагрузка для варианта корпуса 3U, Н

	Ось X	Ось Y,Z
Старт	2,74	4,75
Полет 1 ступени	5,799	1,91186
Полет 2 ступени	5,289	1,529
Полет 3 ступени	2,167	1,338

Поскольку поперечные нагрузки действуют в любом направлении одновременно с осевыми перегрузками, нагрузки прикладывались следующим образом:

Продольная ось (ось X) – сверху;

Поперечная ось (оси Z, Y) – сбоку.

Расположение осей для расчета показано на рисунке 2.

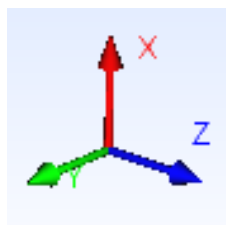


Рисунок 2 – Расположение осей

В таблицах 4 и 5 приведены результаты расчета на квазистатические воздействия для корпусов 2U и 3U для всех случаев эксплуатации.

Таблица 4 – Результаты статического анализа для корпуса 2U

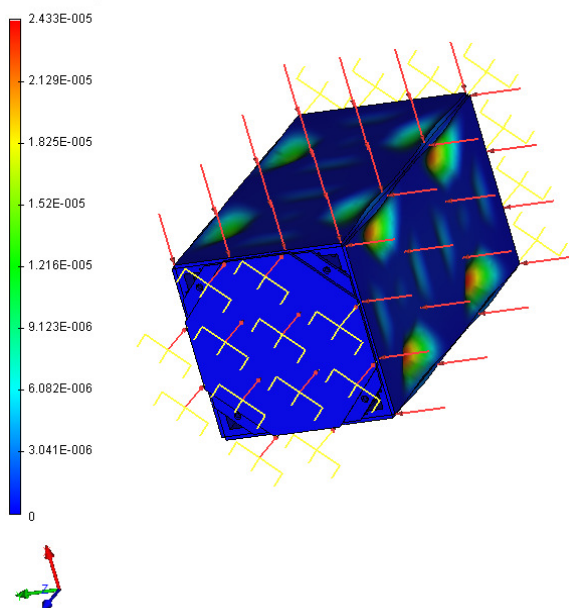
	Перемещения, модуль, м	Деформации эквивалентные	Напряжения эквивалентные, Н/м ²	Коэффициент запаса
Старт	$0 - 2,433 \cdot 10^{-5}$	$1,96 \cdot 10^{-14} - 0,0003906$	$0,001583 - 2,267 \cdot 10^5$	$1,616 \cdot 10^{10} - 1$
Полет 1 ступени	$0 - 2,992 \cdot 10^{-5}$	$1,868 \cdot 10^{-14} - 0,0005067$	$0,001509 - 2,655 \cdot 10^5$	$1,695 \cdot 10^{10} - 1$
Полет 2 ступени	$0 - 2,729 \cdot 10^{-5}$	$1,24 \cdot 10^{-14} - 0,0004621$	$0,001001 - 2,399 \cdot 10^5$	$2,554 \cdot 10^{10} - 1$
Полет 3 ступени	$0 - 1,117 \cdot 10^{-5}$	$9,231 \cdot 10^{-15} - 0,0001893$	$0,0007456 - 1,073 \cdot 10^5$	$3,43 \cdot 10^{10} - 1$

Таблица 5 – Результаты статического анализа для корпуса 3U

	Перемещения, модуль, м	Деформации эквивалентные	Напряжения эквивалентные, Н/м ²	Коэффициент запаса
Старт	$0 - 2,387 \cdot 10^{-5}$	$3,486 \cdot 10^{-14} - 0,0003433$	$0,002815 - 2,462 \cdot 10^5$	$9,084 \cdot 10^9 - 1$
Полет 1 ступени	$0 - 2,889 \cdot 10^{-5}$	$4,3 \cdot 10^{-14} - 0,0004327$	$0,003473 - 2,934 \cdot 10^5$	$7,364 \cdot 10^9 - 1$
Полет 2 ступени	$0 - 2,636 \cdot 10^{-5}$	$2,633 \cdot 10^{-14} - 0,000395$	$0,002126 - 2,668 \cdot 10^5$	$1,203 \cdot 10^{10} - 1$
Полет 3 ступени	$0 - 1,079 \cdot 10^{-5}$	$1,336 \cdot 10^{-14} - 0,0001608$	$0,001079 - 1,121 \cdot 10^5$	$2,369 \cdot 10^{10} - 1$

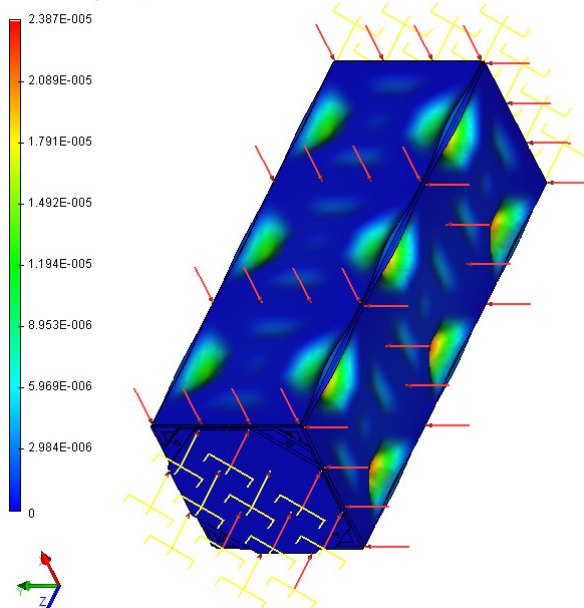
На рисунке 3 в качестве примера показан результат расчета перемещений конструкции для случая эксплуатации «Старт».

Задача: "Задача_0"
Перемещения, модуль, м
Масштаб перемещений: 423.41



а)

Задача: "Задача_0"
Перемещения, модуль, м
Масштаб перемещений: 640.87



б)

Рисунок 3 – Результат расчета перемещений конструкции для случая эксплуатации «Старт» для корпусов:
а) 2U; б) 3U

По результатам статического анализа (величина перемещения, деформации, напряжения, коэффициент запаса) можно сделать вывод о том, что после приложения квазистатических нагрузок конструкция сохраняет свою работоспособность.

Список литературы

1. Костюченко Т.Г. САПР в приборостроении: учебное пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2009. – 156 с.
2. Битуева М.И., Костюченко Т.Г. Исследование прототипа малого космического аппарата на квазистатические нагрузки // Космическое приборостроение: Сборник научных трудов II Всероссийского форума школьников, студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием. – Томск, 2014. – С. 244-247.

УДК. 531.3

К ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ УДАРА ПРИ ОЧИСТКЕ ПЛАСТИН ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ВИБРОУДАРНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ

Ню В.В.

*Кыргызско-Российский Славянский университет,
Бишкек, Кыргызская Республика*

Ключевые слова: боек, инструмент, пластина, удар, волны деформации.

Аннотация. Рассматривается модель процесса виброударной очистки поверхностей ударными машинами с гидравлическим приводом. Проводится анализ эффективности передачи энергии инструмента в пластину в зависимости от параметров системы.

Производительность любой машины зависит от количества энергии, затрачиваемой на выполнение технологического процесса. Обычно, чем больше энергии подводится к обрабатываемому объекту, тем выше этот показатель.

В машинах для виброударной очистки внутренних поверхностей различных емкостей энергия подводится к обрабатываемому объекту в виде продольных волн деформаций, генерируемых при ударе бойком машины 1 (рисунок 1) по инструменту 2, опирающемуся на пластину или оболочку 3. Распространяясь по инструменту и воздействуя на пластину, эти волны приводят к возникновению её поперечных колебаний и разрушению слоя отложений 4 на её внутренней поверхности.

Задачей данной работы являлось моделирование волновых процессов в рассматриваемой системе с целью определения её рациональных параметров, при которых эффективность передачи энергии удара в пластину будет наибольшая.

Аналогичная задача решалась в работах [1, 2], но в них не учитывалось, что в процессе обработки поверхности пластины эффективность передачи энергии в пластину изменяется по мере уменьшения слоя отложений. Данная работа направлена на устранение этого недостатка.

Энергию, передаваемую в пластину и обеспечивающую разрушение слоя отложений, можно определить как разность энергии прямой волны деформации, подходящей по инструменту к пластине, и энергии волны, отраженной от пластины. Для определения этих величин была разработана соответствующая математическая модель.

В гидравлических виброударных механизмах боек и инструмент представляют собой упругие стержни. Движение их сечений описывалось

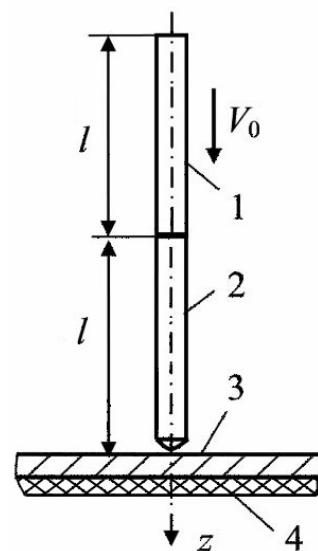


Рисунок 1 – Расчетная схема

одномерными волновыми уравнениями. Решение этих уравнений находилось методом Даламбера в виде суммы двух функций, одна из которых описывает перемещение сечений в прямой волне, распространяющейся в сторону пластины, а другая – в волне, отраженной от пластины. Рассматривалась стальная пластина со слоем шлаковых отложений на ее внутренней поверхности, которая приводилась к однослойной по методике, описанной в работе [3].

Для описания колебаний пластины использовалось дифференциальное уравнение, основанное на допущениях о малом влиянии на изгиб пластины перерезывающих сил и напряжений σ_z [4]. Погрешность, вызванная этими допущениями тем меньше, чем меньше прогиб пластины и отношение её толщины к размерам в плане. Решение этого уравнения отыскивалось в замкнутом виде, по методике, приведенной в работе [4]. Контактная характеристика инструмента и пластины описывалась линеаризованной моделью Герца.

Граничными условиями при решении этих уравнений являлись условия на торцах бойка и инструмента. В качестве начальных условий принималось, что до удара боек движется со скоростью V_0 , а инструмент и пластина – неподвижны. Перед ударом напряжений в элементах системы нет.

Предшествующими исследованиями [5] установлено, что с точки зрения минимизации напряжений в бойке и инструменте и повышения эффективности передачи энергии от бойка в инструмент целесообразно стремиться к равенству диаметров или ударных жесткостей этих элементов. В данной статье рассматриваются именно такие системы. При этом предполагается, что длины бойка и инструмента также одинаковы. В этом случае отраженная от пластины волна, перемещаясь вверх по инструменту и отражаясь от его верхнего торца, возвращается к пластине в момент окончания действия первой прямой волны. При этом обеспечивается непрерывное силовое воздействие на пластину.

В результате решения получены следующие формулы, описывающие зависимость усилий от времени в прямой $P_{np}(t)$ и отраженной от пластины $P_{omp}(t)$ волнах, для контактного сечения инструмента и пластины при первом воздействии волны на пластину:

$$P_{np1}(t) = -0,5CV_0; \quad (1)$$

$$P_{omp1}(t) = -P_{np1} \left[q + (1-q)e^{-sat} \right], \quad (2)$$

где C – ударная жесткость бойка и инструмента, $C = \rho aS$; ρ – плотность материала; a – скорость распространения волны деформации в стержнях; S – площадь поперечного сечения бойка и инструмента; t – время; V_0 – скорость бойка в начальный момент удара;

$$q = (\chi v_c^2 - 1) / (\chi v_c^2 + 1); \quad \chi = \pi \sqrt{3(1 - \mu_1^2)} / 16; \quad v_c^2 = v^2 / \sqrt{k_D k_m}; \quad v = d / \delta_1;$$

$$k_D = \left[1 + 4k_E k_\delta (1 + 1,5k_\delta + k_\delta^2 + 0,25k_E k_\delta^3) \right] / [1 + k_E k_\delta]; \quad k_m = 1 + k_\rho k_\delta;$$

$$k_E = E_2 / E_1; \quad k_\delta = \delta_2 / \delta_1; \quad k_\rho = \rho_2 / \rho_1;$$

μ_1 – коэффициент Пуассона; d – диаметр бойка и инструмента; E_1, E_2, ρ_1, ρ_2 – модули упругости и плотности материалов пластины и слоя отложений соответственно; δ_1 – толщина пластины; δ_2 – толщина слоя отложений.

Вид функций (1), (2) показан на рис. 2, где силы сжатия имеют положительный знак, а растяжения – отрицательный.

Прямая волна $P_{np1}(t)$ имеет прямоугольную форму, и её энергия равна кинетической энергии бойка в начальный момент удара. То есть при плоских соударяющихся торцах и равных диаметрах бойка и инструмента коэффициент передачи энергии бойка в инструмент равен единице.

Далее возможны два случая.

В первом случае (рисунки 2а, б) отраженная волна $P_{omp1}(t)$ представляет собой волну растяжения, которая, достигая верхнего торца инструмента, приводит к его отходу от бойка. С этого момента волна отражается от свободного конца с обратным знаком деформации, т.е. в виде волны сжатия $P_{np2}(t)$. Эта волна, действуя на пластину, приводит к появлению второй отраженной волны $P_{omp2}(t)$. При этом зависимости усилий от времени в прямой и отраженной от пластины волнах описываются функциями:

$$P_{np2} = -P_{omp1}(t) = P_{np1} \left[q + (1-q)e^{-saT} \right]; \quad (3)$$

$$P_{omp2}(t) = -P_{np1} \left\{ q^2 + (1-q) \left[q + e^{-saT} - (1-q)saT \right] e^{-saT} \right\}. \quad (4)$$

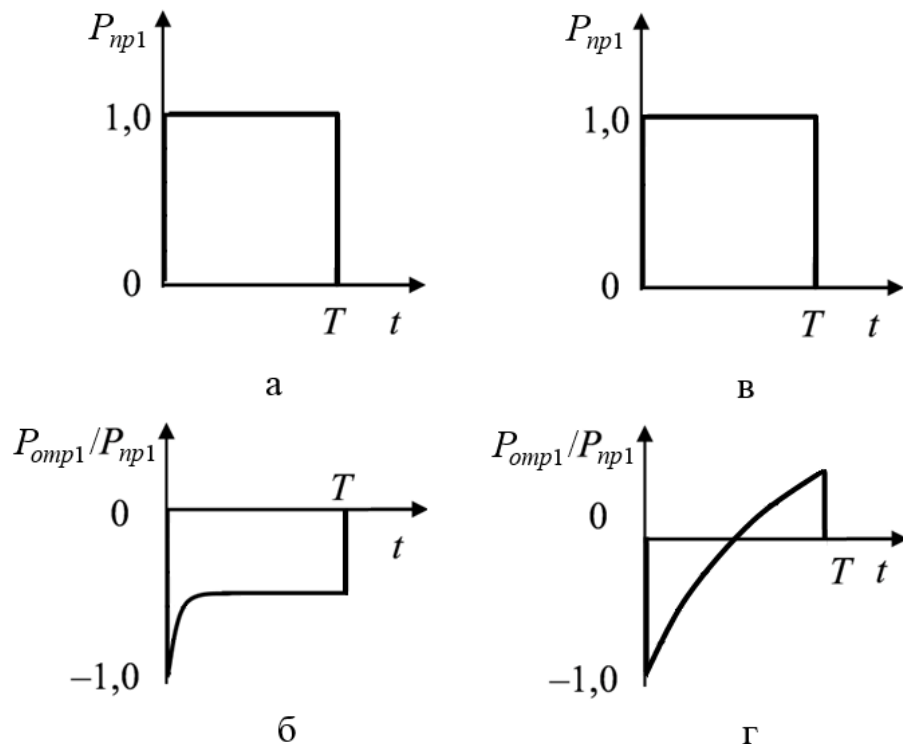


Рисунок 2 – Зависимость усилий в волне деформации от времени

Передача энергии продольной волны в пластину будет происходить до момента времени, пока усилия в контакте инструмента с пластиной не достигнут удвоенного значения усилий в прямой волне деформации.

$$P_k(t) \geq 2P_{np}(t). \quad (5)$$

Это условие соответствует жесткой опоре. С этого момента продольная волна отражается от контактного сечения инструмента и пластины без изменения знака и величины деформаций.

Во втором случае (рис. 2в, г) первая отраженная волна может состоять из участка растяжения, за которым следует участок сжатия. Это происходит при отрицательном значении параметра q . Момент времени, в который деформации в отраженной волне равны нулю, определяется из соотношения:

$$t = \frac{T}{p} \ln \left(\frac{q-1}{q} \right),$$

где $p = 4 / [\Theta(1-q)]$; $\Theta = C^2 / cm$.

Эта волна, отражаясь от верхнего свободного торца инструмента, будет состоять из участка сжатия, за которым следует участок растяжения. При действии на пластину участка сжатия будет происходить передача энергии волны в пластину до момента времени, соответствующего условию (5).

При подходе к пластине участка волны с деформациями растяжения может произойти разрыв контакта инструмента и пластины. С этого момента волна растяжения будет отражаться от нижнего торца инструмента волной сжатия. Для такого варианта формула (4) непригодна, что обуславливает необходимость продолжения настоящих исследований.

Известно, что энергия волны деформации, распространяющейся по стержню без наложений и отражений, определяется по формуле:

$$A = \frac{1}{C} \int_0^{\tau} P^2(t) dt,$$

где τ – длительность волны.

Подстановка в эту формулу функций (2), (4) приводит к следующим зависимостям энергий первой и второй отраженных волн от параметров системы:

$$\begin{aligned} A_{omp1} &= q^2 + 0,5\Theta(1-q)^2 \left[q(1-e^{-p}) + 0,25(1-q)(1-e^{-2p}) \right]; \\ A_{omp2} &= q^4 + 0,5\Theta(1-q)^2 \left\{ q^2(q+e^{-p})(1-e^{-p}) - q^2(1-q) \left[1 - (p+1)e^{-p} \right] + \right. \\ &\quad + 0,25(1-q) \left[(q+e^{-p})^2(1-e^{-2p}) - (1-q)(q+e^{-p}) \left[1 - (2p+1)e^{-2p} \right] \right] + \\ &\quad \left. + 0,125(1-q)^5 \left[1 - (2p^2 + 2p + 1)e^{-p} \right] \right\}. \end{aligned}$$

где c – жесткость контактной характеристики инструмента с пластиной; m – масса бойка.

Эффективность передачи энергии удара в пластину при первом и втором воздействиях волн определится как отношение разности энергии прямой и отраженной волн к начальной энергии бойка до удара. Поскольку энергия начальной волны деформации, генерируемой в инструменте, равна

кинетической энергии бойка до удара A_0 , то при первом воздействии волны на пластину

$$\eta_1 = (A_0 - A_{omp1}) / A_0 = 1 - (A_{omp1} / A_0),$$

а при втором воздействии

$$\eta_2 = 1 - (A_{omp2} / A_0).$$

В качестве примера рассмотрена модель, в которой боек имеет массу $m = 1$ кг, скорость в начальный момент удара $V_0 = 3,5$ м/с, все элементы системы выполнены из стали, $\rho_1 = 7850$ кг/м³, $a = 5100$ м/с, $E_1 = 20,4 \cdot 10^4$ МПа. Для слоя отложений $\rho_2 = 2050$ кг/м³, $E_2 = 0,247$ МПа, $\mu = \mu_1 = 0,3$, $\mu_2 = 0,15$.

Зависимости коэффициентов передачи энергии бойка в пластину показаны на рисунке 3, где сплошная линия соответствует $\nu = 2$, штриховая – $\nu = 3$, штрихпунктирная – $\nu = 4$.

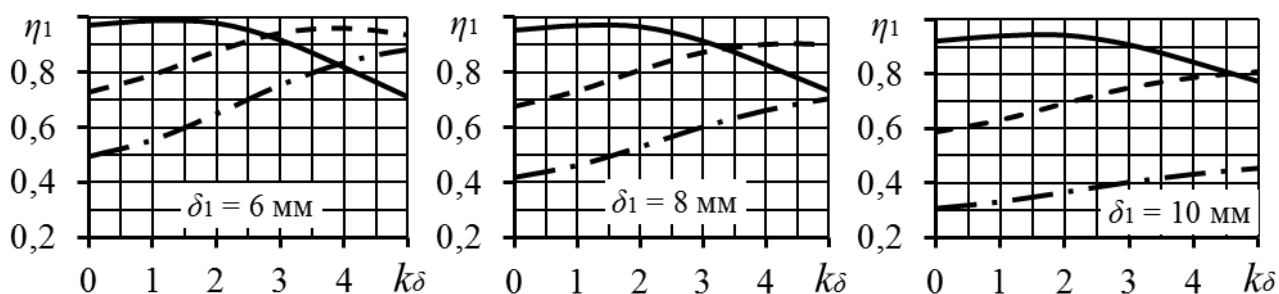


Рисунок 3 – Коэффициенты передачи энергии бойка в пластину при действии на неё первой продольной волны деформации

По полученным результатам найдены диапазоны рациональных значений параметра ν и диаметров инструмента, при которых обеспечивается коэффициент передачи энергии бойка в пластину, составляющий не менее 0,7 (табл.1). Эта величина зависит от толщины слоя отложений и в процессе его разрушения может достигать 0,95–0,99 в зависимости от толщины пластины.

Из табл. 1 следует, что при диаметре инструмента 25–30 мм обеспечивается эффективная передача энергии удара в пластины толщиной от 8 до 12 мм. Для пластин меньшей толщины более эффективны инструменты меньшего диаметра.

Представленные в табл.1 величины коэффициента передачи энергии соответствуют действию на пластину первой волны деформации. При учете второй волны нижний предел указанных диапазонов значений возрастет.

Таблица 1 – Рациональные значения диаметров инструмента при обработке пластин различной толщины

δ_1 , мм	6	8	10	12
ν	2,5 – 3,0	2,5 – 3,0	2,5 – 3,0	2 – 2,5
d , мм	12 – 15	20 – 24	25 – 30	24 – 30
η_1	0,70 – 0,99	0,70 – 0,95	0,70 – 0,95	0,70 – 0,90

Аналогичные исследования, проведенные применительно к кривошипно-коромысловым механизмам [6], показали, что в них максимальное значение коэффициента передачи энергии составляет 0,66, что существенно – в полтора раза – меньше значений, полученных для гидравлических ударных систем.

Для окончательных выводов о рациональных параметрах ударной системы необходимо рассмотреть напряженное состояние её элементов, что является задачей дальнейших исследований.

Список литературы

1. Еремьянц В.Э., Нью В.В. Передача энергии удара через инструмент в пластину // Вестник Кыргызско-Российского Славянского ун-та. – 2013. – №7. – С. 36-40.
2. Нью В.В. Передача энергии удара в системе «боек-инструмент-пластина» при упругой контактной характеристике инструмента и пластины // Современные техника и технологии в научных исследованиях: Материалы докладов 6-й международной конференции молодых ученых и студентов. Бишкек: Научная станция РАН, 2014. – С. 170-175.
3. Королев В.И. Упруго-пластические деформации оболочек. М.: Машиностроение, 1971. – 320 с.
4. Еремьянц В.Э. Динамика ударных систем. Моделирование и методы расчета. Palmarium academic publishing. – Саарбрукен. Германия, 2012. – 586 с.
5. Нью В.В. Удар упругим цилиндрическим бойком по стержню, опирающемуся на пластину // Современные техника и технологии в научных исследованиях. Материалы докладов 5-й международной конференции молодых ученых и студентов. Бишкек: Научная станция РАН, 2013. – С. 226-231.
6. Еремьянц В.Э., Панова Л.Т., Асанова А.А. Расчет характеристик процесса виброударной очистки поверхностей // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2012. – №6. – С. 6370.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ ПРОЧНОСТИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ДИСКОВЫХ ПИЛ В ПРОЦЕССАХ РАЗДЕЛЕНИЯ СОРТОВОГО МЕТАЛЛОПРОКАТА

Петров П.А.

Донбасский государственный технический университет, Алчевск

Ключевые слова: пила, диск, зубья, резка, кинематика, стойкость.

Аннотация. В статье причислены основные факторы, определяющие процесс резки сортового металлопроката дисковыми пилами. Рассмотрены кинематические параметры процесса и предложен способ повышения технического ресурса зубьев диска пил горячей резки.

Исследованием процессов резки сложнопрофильного металлопроката дисковыми пилами с последующим определением наиболее весомых факторов, влияющих на этот процесс, занимались многие авторы. Разнообразие конструкций пил, тип разрезаемого профиля и технологические режимы резания, геометрические параметры и способ изготовления диска, форма профиля зубьев режущей части диска и способ их термообработки – являются основными факторами, влияющими на эксплуатационные показатели работоспособности дисковых пил [1]. Помимо этого, в процессе резания дисковой пилой участвуют одновременно два механизма: механизм подачи и механизм вращения диска, что усложняет как теоретические, так и экспериментальные исследования, направленность которых в основном связана с повышением стойкости режущего инструмента и качества резки.

Основной проблемой является недостаточная стойкость зубьев режущей периферии диска, что приводит к их быстрому притуплению (особенно при обработке фланцевого металлопроката) и к возникновению на торце заготовки различного рода дефектов резки, таких как: заусенец, наплыв и пр., устранение которых требует дополнительных, достаточно трудоёмких операций [2].

Поэтому комплексный подход к решению задач динамики привода, энергосилового анализа механизма, прочности и износостойкости режущего инструмента невозможен без создания математических моделей [3] агрегата и учета перечисленных факторов (или основных из них) с последующим обобщением и анализом полученных результатов.

Цель представленной работы отобрать критерий, оказывающий наибольшее влияние на ресурс работы зубьев диска пилы, связанный с кинематикой движения центра диска и текущей величиной сопротивления передвижению диска внутри заготовки.

Недостатком дисковых пил существующих конструкций есть невозможность обеспечения максимально возможной толщины стружки m , которая приводит к увеличению числа вхождений n зубьев диска в металл и к росту суммарной работы резания, вследствие чего уменьшается технический ресурс режущего инструмента.

В качестве критерия выбрана толщина снимаемой стружки m , приходящаяся на один зуб, которая зависит от шага нарезки зубьев t_s , кинематических параметров (скорости резки v , подачи u) и определяется следующей зависимостью:

$$m = \frac{u \cdot t_s}{v} \cdot \cos \alpha,$$

где α – угол, определяющий положение радиус–вектора диска в зоне реза относительно горизонтали.

Из чего следует, что, при неизменности технологических параметров, на толщину стружки m и количество n вхождений зубьев в заготовку (представляющее практическую ценность) можно влиять путем подбора оптимальной траектории движения центра диска (минимизации значения угла α) или соответствующего положения разрезаемого профиля на стеллаже резки.

Очевидно, что реализация подобных изменений сопряжена с необходимостью доработки стеллажа резки или конструкции дисковой пилы (например, четырехзвенной [4]).

Результаты математического моделирования процесса резания заготовки квадратного 100×100мм и круглого Ø113мм сечения четырехзвенной дисковой пилой с диском диаметром $D=1800$ мм, показывают, что уменьшение угла α , сокращает количество n вхождений зубьев в заготовку: для квадратной заготовки с 6420шт. до 3438шт. (на 46,45%), для круглой с 4791шт. до 2736шт. (на 42,89%) и повышает технический ресурс режущей части диска в среднем на 44,67%.

Список литературы

1. Ищенко А.А. Пилы горячей резки проката. Конструкции и расчет: монография / А.А. Ищенко, Е.А. Лоза; ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет». – Мариуполь: ГВУЗ «ПГТУ», 2012. – 251 с.
2. Петров П.А. Оценка основных причин замены дисков пил горячей резки. Сборник научных трудов ДонГТУ Вып. 22 – Алчевск: ДонГТУ, 2006 – 301с. – С. 173-179.
3. Шпаков В.А. Исследование траектории движения диска пилы горячей резки с помощью математической модели / В.А. Шпаков, П.А. Петров // В сб. науч. пр. ДДМА. – Краматорск, 2004. – С. 638-642.
4. Патент на корисну модель №97849 UA, МПК В23D 45/00. Чотириланкова дискова пила для поперечного різання сортового металопрокату / П.О. Петров, П.В. Боровік, М.Е. Селезнев.; заявник Донбаський державний технічний університет. – №201410643.; заявл. 29.09.2014; опубл. 10.04.2015, Бюл. №7.

УДК 539.4

КОЛЕБАНИЯ КОРОМЫСЛОВОЙ УДАРНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ УПРУГОЙ СВЯЗИ КОРОМЫСЛА С УДАРНОЙ МАССОЙ

Колесников Н.А.

*Кыргызско-Российский Славянский университет,
Бишкек, Кыргызская Республика*

Ключевые слова: коромысло, ударная масса, связи, динамические реакции.

Аннотация. Рассмотрена математическая модель ударной системы, состоящей из вращающейся относительно неподвижной оси упругой балки с закрепленной на ней посредством упругой связи ударной массой, наносящей удар по наковальне. Найлены собственные формы и частоты системы, получены решения уравнений математической модели.

В предшествующие годы в Инженерной академии Кыргызской Республики был разработан кривошипно-коромысловый молот ГУИМ–1М, для уплотнения грунтов [1]. Ударная система этого молота состоит из коромысла 1, на конце которого закреплена ударная масса 2, наносящая удар по наковальне 3. Одной из задач при проектировании и выборе параметров элементов ударной системы является обеспечение их прочности. Это определяет необходимость исследования динамических нагрузок, действующих в системе.

В работах [2, 3] определены динамические нагрузки в коромысловой ударной системе для двух крайних случаев: при шарнирной (рисунок 1) связи коромысла с ударной массой и при жесткой связи. Расчеты показали, что в опоре коромысла и в жестком закреплении ударной массы с балкой возникают значительные динамические нагрузки, способные привести к их разрушению. Уменьшения этих нагрузок можно добиться введением упругой связи коромысла с ударной массой.

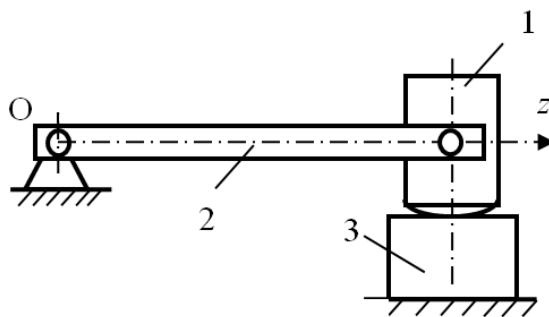


Рисунок 1 – Схема коромысловой ударной системы

В связи с этим задачей данной работы являлось математическое описание динамических процессов, протекающих в такой системе.

В расчетной модели консольная балка длиной l (рисунок 2), шарнирно опертая на одном конце, связана с ударной массой m через упругий элемент с коэффициентом жесткости c_1 . Ударная масса имеет сферическую ударную часть. Контактная характеристика ударной массы с наковальней моделируется упругим элементом с коэффициентом жесткости c_2 , который определяется по линеаризованной модели Герца методом последовательного приближения.

$$c_2 = 1,25K^{\frac{2}{3}}P_m^{\frac{1}{3}}; \quad K = \frac{2E}{3(1-\mu^2)}\sqrt{r}, \quad (1)$$

где P_m – максимальная сила в контакте ударной массы с наковальней; E , μ – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала элементов системы; r – радиус контактной поверхности ударной массы.

Для определения собственных частот и форм колебаний балки применялся метод динамических податливостей [4]. Система разделялась на две подсистемы, в подсистему A входила балка, в подсистему B – ударная масса с упругими элементами. Действие подсистем друг на друга заменено реакциями R , которые изменяются по гармоническому закону:

$$R = X \cos pt,$$

где X – амплитуда реакции; p – собственная частота колебаний.

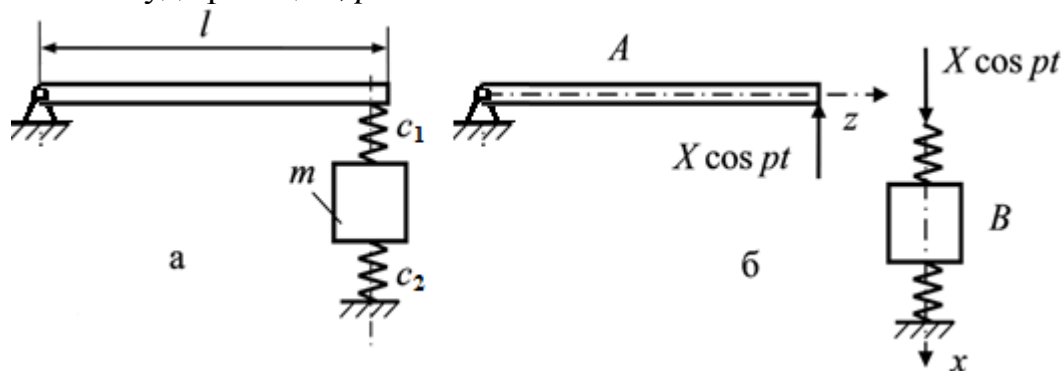


Рисунок 2 – Расчетная схема коромысловой ударной системы с упругой связью коромысла и ударной массы

Уравнение совместности деформации балки и упругих элементов имеет вид:

$$XD_1(p) \cos pt + XD_2(p) \cos pt = 0$$

или

$$D_1(p) + D_2(p) = 0, \tag{2}$$

где D_1 , D_2 – динамические податливости подсистем, зависящие от частоты колебаний.

Частное решение уравнения движения балки представлялось в виде:

$$x(z, t) = Cu(z) \cos(pt + \varphi), \tag{3}$$

где C – постоянная величина, определяемая из начальных условий:

$$x_k(z, 0) = 0; \quad \dot{x}_k(z, 0) = \omega_0 z,$$

$u(z)$ – амплитудная функция, выражающаяся через функции Крылова:

$$u(z) = C_1 K_1(\alpha z) + C_2 K_2(\alpha z) + C_3 K_3(\alpha z) + C_4 K_4(\alpha z); \tag{4}$$

$$\alpha = \sqrt[4]{mp^2 / EJ}.$$

Постоянные C_1 – C_4 , входящие в эту функцию, определяются из граничных условий:

$$u(0) = 0; \quad \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}(0) = 0; \quad \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}(l) = 0; \quad \frac{\partial^3 u}{\partial z^3}(l) = -\frac{1}{EJ}. \tag{5}$$

Динамическая податливость балки равна перемещению точки приложения единичной силы:

$$D_1(p) = u(l).$$

Подстановкой решения (4) в граничные условия (5) получено выражение, описывающее динамическую податливость первой подсистемы:

$$D_1(p) = \frac{2l^3}{\lambda^3 EJ [\operatorname{ctg}(\lambda) - \operatorname{cth}(\lambda)]}; \quad \lambda = \alpha l, \quad (6)$$

где J – осевой момент инерции поперечного сечения балки.

Для определения динамической податливости подсистемы B к верхнему торцу упругого элемента приложена единичная сила, и, для удобства записи уравнений движения, здесь же размещена фиктивная масса m_ϕ ($m_\phi = 0$). Уравнения движения полученной двухмассовой системы имеют вид:

$$\begin{aligned} m_\phi \ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) &= 1 \cdot \cos pt; \\ m \ddot{x}_2 - c_1(x_1 - x_2) + c_2 x_2 &= 0, \end{aligned} \quad (7)$$

где x_1, x_2 – перемещения масс m_ϕ и m соответственно.

Решения этих уравнений записываются в виде:

$$x_1 = u_1 \cos pt; \quad x_2 = u_2 \cos pt, \quad (8)$$

где u_1, u_2 – амплитудные значения перемещений.

Подстановка функций (8) в уравнения (7) позволяет получить амплитудные значения перемещений:

$$u_1 = \frac{c_1 + c_2 - mp^2}{(c_2 - mp^2)c_1}; \quad u_2 = \frac{1}{c_2 - mp^2}.$$

Вводя безразмерные коэффициенты:

$$K_m = m / m_0 l; \quad c_\delta = 3EJ / l^3; \quad K_{c1} = c_1 / c_\delta; \quad K_{c2} = c_2 / c_\delta,$$

и, учитывая, что

$$p^2 = \alpha^4 EJ / m_0 = \lambda^4 EJ / m_0 l^4,$$

где m_0 – распределенная масса балки, запишем функцию динамической податливости второй подсистемы в виде

$$D_2(p) = \frac{3(K_{c1} + K_{c2}) - \lambda^4 K_m}{K_{c1} c_\delta (3K_{c2} - \lambda^4 K_m)}. \quad (9)$$

Подстановка выражений (6), (9) в условие совместности деформаций (2), приводит к равенству

$$\frac{2l^3}{\lambda^3 EJ [\operatorname{ctg}(\lambda) - \operatorname{cth}(\lambda)]} = \frac{3(K_{c1} + K_{c2}) - \lambda^4 K_m}{K_{c1} c_\delta (3K_{c2} - \lambda^4 K_m)}, \quad (10)$$

из которого находится значение λ , а затем и собственная частота p .

Для примера взяты следующие параметры кривошипно-коромысловой ударной машины ГУИМ–1М, рассмотренной в статьях [2, 3]:

$$l = 1,205 \text{ м}, \quad E = 20,4 \cdot 10^5 \text{ МПа}, \quad J = 8320 \cdot 10^{-8}, \quad m_0 = 55,4 \text{ кг/м}, \quad m = 466 \text{ кг}.$$

При этих параметрах коэффициент жесткости $c_\delta = 2,9101 \cdot 10^7$ Н/м, коэффициент массы $K_m = 6,9805$.

Предыдущие исследования коромысловых ударных систем показали, что усилия в контакте ударной массы с наковальной (рисунок 3) при шарнирной

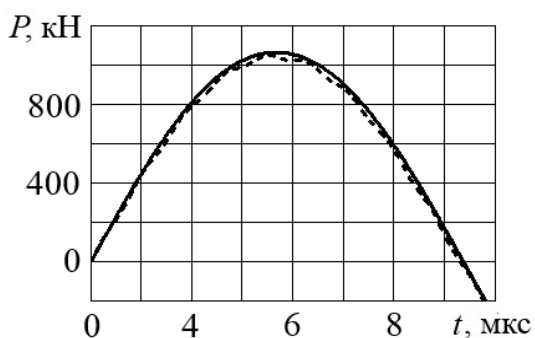


Рисунок 3 – Зависимость усилий в контакте ударной массы с наковальной от времени

(пунктирная линия) и жесткой (сплошная линия) связях балки с ударной массой изменяются незначительно – менее, чем на 2%. При этом коэффициенты контактной жесткости изменяются от $2,2805 \cdot 10^9$ Н/м для шарнирной связи до $2,2945 \cdot 10^9$ для жесткой связи балки с ударной массой. Это дает основание полагать, что в рассматриваемом случае величина c_2 лежит в диапазоне $2,2805 \cdot 10^9 - 2,2945 \cdot 10^9$ Н/м. При расчете примем $c_2 = 2,288 \cdot 10^9$ Н/м. Коэффициент жесткости c_1 неизвестен и подлежит оптимизации.

Допустим, $c_1 = 2,91 \cdot 10^6$ Н/м, тогда $K_{c1} = 0,1$; $K_{c2} = 78,6$. В этом случае графики левой и правой части равенства (10) имеют вид, представленный на рисунке 4. Точки пересечения этих графиков определяет искомые значения λ .

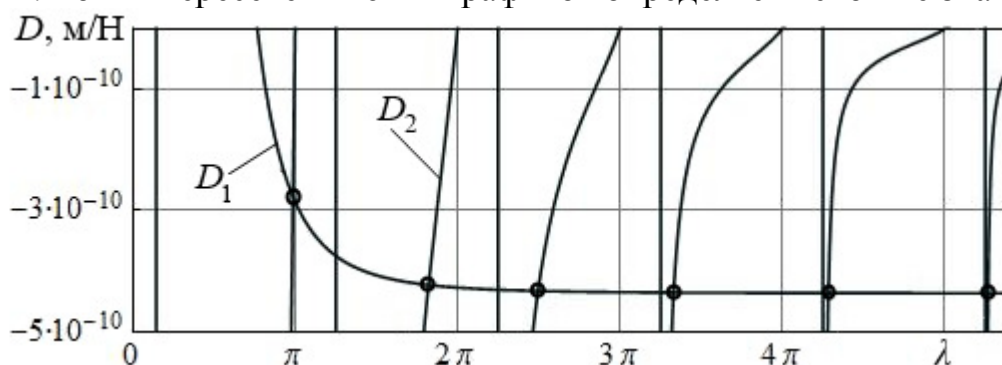


Рисунок 4 – Зависимость динамических податливостей от параметра λ

Первые десять значений параметра λ и соответствующих им собственных частот приведены в таблице 1.

Таблица 1

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
λ_k	3,099	5,724	7,841	10,465	13,455	16,548	19,667	22,797	25,932	29,069
$P_k \cdot 10^4$	0,366	1,249	2,344	4,174	6,905	10,439	14,744	19,811	25,634	32,212

Сравнение аналогичных параметров, полученных при рассмотрении ударных систем с другими условиями связи балки и ударной массы, показывает, что введение упругой связи балки с ударной массой значительно влияет на частоты колебаний.

Амплитудная функция перемещений сечений балки имеет вид:

$$u(z) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{l^3}{\lambda_k^3 EJB(\lambda_k)} [K_2(\lambda_k)K_2(\alpha z) - K_4(\lambda_k)K_4(\alpha z)],$$

где

$$B(\lambda_k) = K_1(\lambda_k)K_4(\lambda_k) - K_2(\lambda_k)K_3(\lambda_k),$$

а амплитудное значение перемещения ударной массы –

$$u_2 = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{c_{\bar{b}} \left(K_{c2} - \frac{1}{3} \lambda_k^4 K_m \right)}.$$

Использование найденных амплитудных функций позволяет получить функцию перемещений сечений балки, в виде суммы частных решений:

$$x(z,t) = \sum_{k=1}^{\infty} u_k(z) \cos(p_k t + \varphi_k),$$

а затем найти изгибающие моменты, напряжения и перерезывающие силы в сечениях балки:

$$M(z,t) = EJ \frac{\partial^2 x(z,t)}{\partial z^2}; \quad \sigma(z,t) = \frac{M(z,t)}{W}; \quad Q(z,t) = EJ \frac{\partial^3 x(z,t)}{\partial z^3},$$

где W – момент сопротивления сечения балки изгибу.

Задачей дальнейшей работы является анализ предложенной модели с целью оптимизации коэффициента жесткости упругого элемента в связи балки с ударной массой и разработки рекомендаций по его выбору и проектированию.

Список литературы

1. Зиялиев К.Ж. Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. – Бишкек: Илим, 2005. – 195 с.
2. Еремьянц В.Э., Колесников Н.А. Колебания балки коромысловой ударной системы при её шарнирной связи с ударной массой // Теория машин и рабочих процессов. Сборник трудов. – Бишкек: ИМаш НАН КР, 2013. – С. 131-135.
3. Еремьянц В.Э., Колесников Н.А. Колебания балки коромысловой ударной системы при её жесткой связи с ударной массой // Теория машин и рабочих процессов. Сборник трудов. – Бишкек: ИМаш НАН КР, 2013. – С. 136-140.
4. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. Учеб. пособие для втузов. – М.: Высш. школа, 1972. – 416 с.

МЕХАНИКА ДЕФОРМИРУЕМОГО ТВЕРДОГО ТЕЛА

MECHANICS OF DEFORMABLE SOLID

УДК539.3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ НА ТРАЕКТОРИЯХ НАГРУЖЕНИЯ ПОСТОЯННОЙ КРИВИЗНЫ

Гараников В.В.

Тверской государственной технической университет, Тверь

Ключевые слова: деформация, сложное нагружение, траектория деформаций.

Аннотация. Проведены экспериментальные исследования на комплексе СЧ-ЭВМ [1] упругопластических свойства сплава АК-8 по круговым траекториям нагружения. Изучены векторные свойства данного сплава на данных траекториях.

С целью построения опытной диаграммы упрочнения и проверки начальной изотропии сплава АК-8, из которых были изготовлены трубчатые образцы, были проведены испытания на простое нагружение при растяжении, кручении и внутренним давлением. Деформации измерялись экстензометром, используемым в комплексе СЧ-ЭВМ, и дублировались данными, полученными с помощью фольговых тензорезисторов типа КФ5П1-10-200-А-12, наклеенных в среднем сечении образца.

Опыты на простое нагружение для алюминиевого сплава АК-8 показали), что при значениях модуля вектора деформаций больше 0.003 наблюдается различие диаграмм деформирования. Максимальное различие диаграмм по напряжениям составляет 18%, что не позволяет считать данный сплав АК-8 изотропным материалом.

Испытания проводились в пространстве напряжений. В большинстве случаев реализованы криволинейные траектории постоянной кривизны с центром, совпадающим с началом координат девиаторной плоскости.

Результаты экспериментального исследования пластичности на траекториях нагружения постоянной кривизны

Испытания, в которых оболочки из сплава АК-8 подвергали воздействию осевой силы и крутящего момента, проведены на автоматизированном расчетно-экспериментальном комплексе СЧ-ЭВМ. В качестве траектории сложного нагружения исследовались траектории постоянной кривизны в плоскости S_1 - S_3 . В данной серии было испытано четыре образца по круговым траекториям с радиусами кривизны равными: 300 Мпа, 280 Мпа, 260 Мпа, 220 Мпа (рисунок 2).

Выход на криволинейную траекторию сложного нагружения осуществлялся в результате предварительного нагружения по S_1 . Центр траектории совмещен с началом координат, т.е. по длине витков было выполнено условие $\sigma = \text{const}$. Полностью реализовать замкнутую траекторию нагружения удалось только для образца d_5 . Испытания образцов d_3 , d_4 , d_7 были остановлены из-за ограничения технической возможности тензометра.

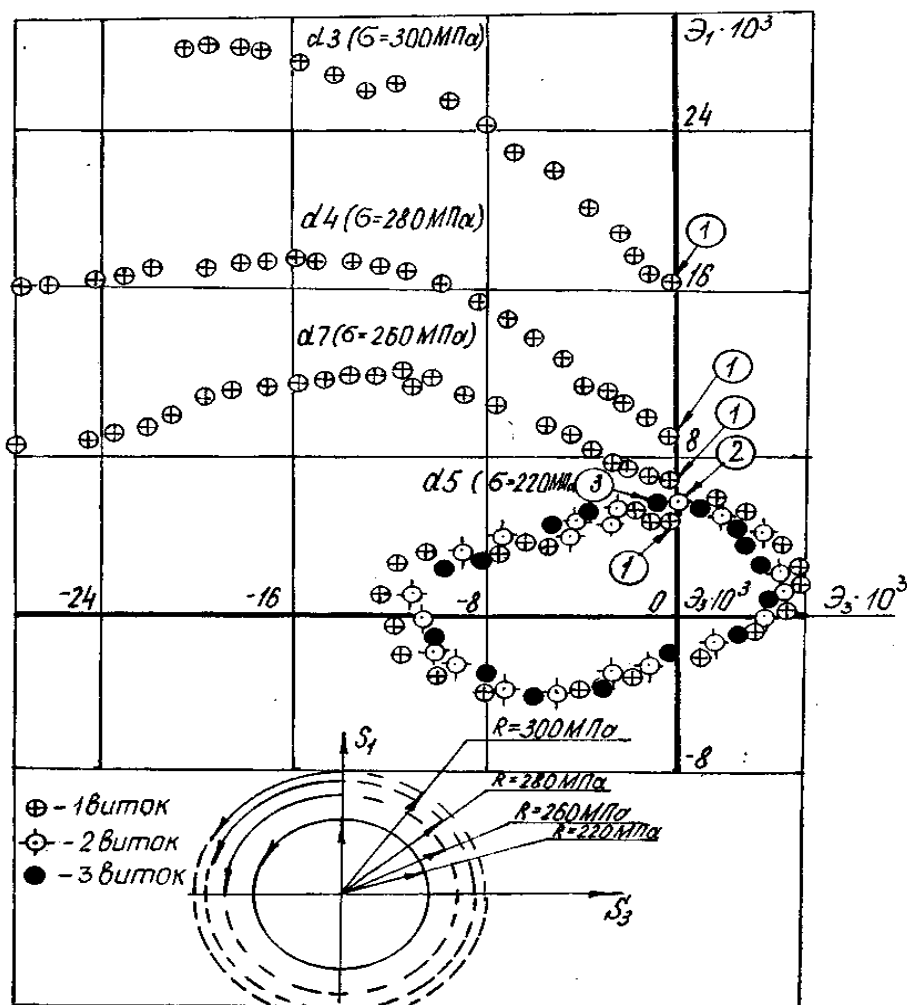


Рисунок 1 – Программы нагружения и траектории деформаций

Гарантированный диапазон измерения деформаций в данных испытаниях составлял $\varepsilon_1 = \varepsilon_3 = 2\%$. На рисунке 1 представлены траектории деформаций для реализованных программ нагружения. Траектории деформаций для образцов $d3$, $d4$, $d7$ показаны до предельных точек, в которых эксперимент был закончен. При испытании образца $d5$ было реализовано три полных витка. Условные символы на данном рисунке в виде кружков с внутренними и внешними крестиками и полностью темные, соответственно отвечают первому, второму и третьему витку. Траектории деформаций второго и третьего витка практически совпадают, что говорит о стабилизации процесса. Данная траектория имеет несколько эллиптический характер и смещена в направлении начального процесса сложного нагружения.

На рисунке 2 представлены зависимости изменения характерных углов по длине траектории нагружения Σ , характеризующих векторные свойства материала: α — угол между векторами напряжений и деформаций, ν_1 — угол между вектором напряжений и касательной к траектории деформации (угол сближения) [2].

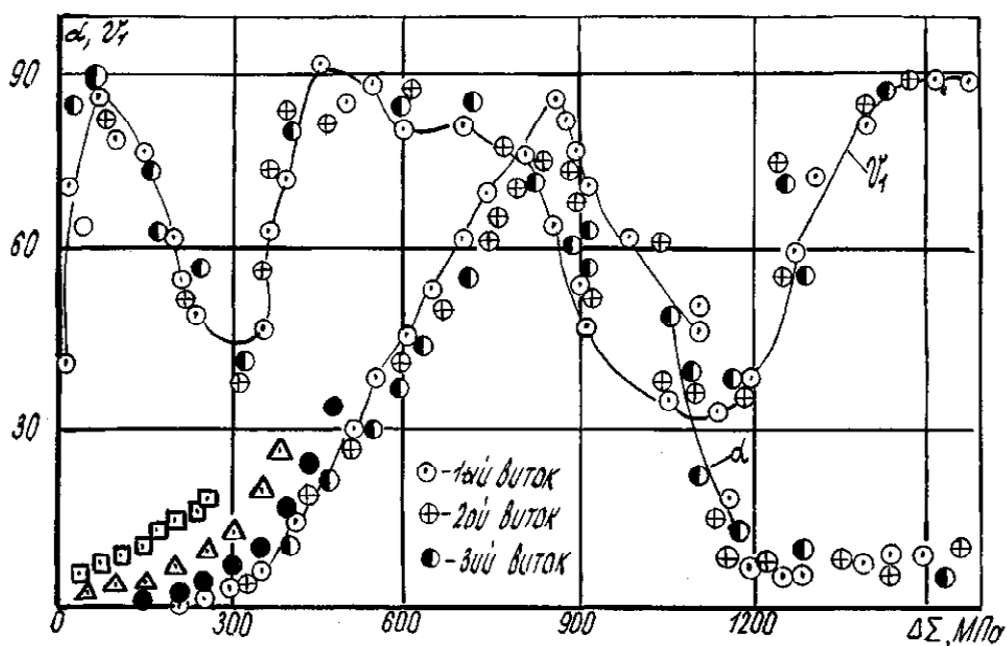


Рисунок 2 – Зависимости изменения характерных углов

Экспериментальные точки образца $d5$ для первого витка отмечены символами — кружки с точкой. Угол α вначале возрастает практически до значения 90° , а затем интенсивно убывает до значения $\alpha = 8^\circ..9^\circ$. Точка перегиба данной зависимости соответствует точкам полуокружности траектории нагружения. Начальные участки данной зависимости на рисунке 2 представлены также для образцов $d7$, $d4$, $d3$.

Экспериментальные результаты соответственно обозначены символами: кружки с внутренними крестиками, полутемные и темные кружки. Как видно из рисунке 2 с уменьшением кривизны траектории наблюдается тенденция к увеличению угла α . Для образца $d5$ здесь же представлена зависимость угла сближения от длины траектории нагружения. Данная зависимость имеет явный периодический характер, угол сближения (ν_1) изменяется в пределах от 30° до 90° .

Список литературы

1. Гараников В.В. Экспериментальное исследование стали 9Х2 при циклическом изменении напряжений // Современные проблемы теории машин. – 2014. – №2. – С.15-17.
2. Зубчанинов В.Г. Определяющие соотношения теории неупругих процессов в пространстве напряжений. Сообщение 1. Теоретические основы // Проблемы прочности. – 1992. – №6. – С.3-13.
3. Гараников В.В., Зубчанинов В.Г., Охлопков Н.Л. Экспериментальная пластичность: Монография. Книга 2: Процессы сложного нагружения. – Тверь: ТГТУ, 2004, – 184 с.
4. Работнов Ю.Н. Опытные данные по ползучести технических сплавов и феноменологические теории ползучести (обзор) // Прикладная математика и теоретическая физика. – 1965. – №1. – С.141-159.

ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ ПЛАСТИНЫ

Буравлев В.Ф., Буравлева Е.Г.

Вятский государственный университет, Киров

Ключевые слова. «единая пластина», дельта-функция Дирака, единичная функция Хевисайда, дискретное преобразование Лапласа, фундаментальные функции подкрепленной пластины.

Аннотация. Решение уравнений с сингулярными коэффициентами типа дельта-функции Дирака и ее производных было предложено в работах [1-2]. Дискретно-континуальные модели цилиндрических оболочек, подкрепленных стрингерами или шпангоутами, рассматривались в [3-5]. В публикуемой работе излагается подход, позволяющий решать тонкостенные подкрепленные пластины на основе аппарата обобщенных функций, т. е. пластина, подкрепленная набором ребер, рассматривается как «единая пластина». Разрешающее уравнение представляет собой обыкновенное дифференциальное уравнение с переменными сингулярными коэффициентами типа дельта-функции и ее производных.

В случае подкрепления пластины однонаправленным набором ребер постоянного сечения обобщенные силовые факторы записываем в виде:

$$\begin{aligned} T_y(x, y) &= T_y^0(x, y); \quad T_y = \{Q_y \quad M_y \quad H_y\}^T; \\ T_x(x, y) &= T_x^0(x, y) + \frac{1}{b} \sum_{j=0}^l T_{xj}(x) \delta(y - y_j); \\ T_x &= \{Q_x \quad M_x \quad H_x\}^T; \quad T_{xj} = \{Q_{xj} \quad M_{xj} \quad H_{xj}\}^T. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь: погонные усилия и моменты, действующие в собственно пластине (обшивке) – $T_x^0(x, y), T_y^0(x, y)$; усилия и моменты j -го ребра – $T_{xj}(x, y)$; ширина пластины – b ; дельта-функция Дирака – $\delta(y - y_j)$.

В этом случае известные уравнения равновесия пластины

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} + q_z = 0; \quad \frac{\partial M_x}{\partial x} + \frac{\partial M_y}{\partial y} - Q_x + m_y = 0; \\ \frac{\partial M_y}{\partial y} + \frac{\partial H_x}{\partial x} - Q_y + m_x = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

будут содержать в себе как уравнения собственно пластины, так и уравнения ребер и являются уравнениями «единой пластины» переменной (сингулярной) жесткости ([1]-[5]). Действительно, интегрирование уравнений (2) в малой окрестности j -го ребра в силу очевидного соотношения

$$\lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \int_{y_{j-\varepsilon}}^{y_{j+\varepsilon}} T_x dy = T_{xj} \quad (3)$$

приводит к системе уравнений равновесия j -го ребра:

$$\frac{\partial Q_{xj}}{\partial x} + Q_y \Big|_{y_{j-0}}^{y_{j+0}} + \int_{y_{j-0}}^{y_{j+0}} q_z dy = 0; \quad \frac{\partial M_{xj}}{\partial x} - Q_{xj} + H_y \Big|_{y_{j-0}}^{y_{j+0}} + \int_{y_{j-0}}^{y_{j+0}} m_y dy = 0; \quad (4)$$

$$\frac{\partial H_{xj}}{\partial x} + M_y \Big|_{y_{j-0}}^{y_{j+0}} - \int_{y_{j-0}}^{y_{j+0}} Q_y dy + \int_{y_{j-0}}^{y_{j+0}} m_x dy = 0.$$

Используя гипотезу Киргоффа-Лява об отсутствии деформаций поперечного сдвига, т. е. о бесконечных модулях ($G_{xz} = G_{yz} = \infty$) и учитывая (1), приходим к дифференциальному уравнению

$$\frac{\partial^2 M_x^0}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_x^0}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} (H_x^0 + H_y^0) + \sum_{j=0}^l \frac{\partial^2 M_{xj}}{\partial x^2} \delta(y - y_j) + \frac{\partial H_{xj}}{\partial x} \delta'(y - y_j) + P = 0, \quad (6)$$

где $P = \frac{\partial m_x}{\partial y} + \frac{\partial m_y}{\partial x} + q_z.$ (7)

Внося известные соотношения упругости, приходим к дифференциальному уравнению упругого равновесия

$$\nabla^4 w + \frac{12(1-\nu^2)}{Eh^3} \sum_{j=0}^l \left[E_j I_j^y \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \Big|_{y=y_j} \delta(y - y_j) + G_j I_j^k \frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial y} \Big|_{y=y_j} \delta'(y - y_j) \right] = \frac{12(1-\nu^2)}{Eh^3} P. \quad (8)$$

Разделяя переменные в случае шарнирного опирания продольных торцов пластины в виде

$$w(x, y) = \sum_{n=0}^{\infty} W_n(y) \sin \frac{n\pi x}{a}, \quad (9)$$

где a – длина пластины, приходим к обыкновенному дифференциальному уравнению с переменными (сингулярными) коэффициентами в виде дельта-функции Дирака и ее производной

$$W_n^{IV} - 2r_n^2 W_n^{II} + r_n^4 W_n + \sum_{j=0}^l \left[\mu_{1n} W_n(y_j) \delta(y - y_j) - \mu_{2n} W_n^I(y_j) \delta'(y - y_j) \right] = P_n. \quad (10)$$

Здесь введены обозначения:

$$r_n = \frac{n\pi}{a}; \quad \mu_{1n} = \frac{12(1-\nu^2)}{Eh^3} E_j I_j^y r_n^4; \quad \mu_{2n} = \frac{12(1-\nu^2)}{Eh^3} G_j I_j^k r_n^2; \quad P_n = \frac{12(1-\nu^2)}{Eh^3} \int_0^a P \sin \frac{n\pi x}{a} dx. \quad (11)$$

Запишем решение однородного уравнения (10):

$$W_n(y) = \left\{ C_{kn} - \sum_{j=0}^l \left[\mu_{1n} W_n(y_j) \frac{\bar{W}_{nk}(y)}{\bar{W}_n(y)} \Big|_{y=y_j} + \mu_{2n} W_n^I(y_j) \frac{\bar{W}_{nk}^I(y)}{\bar{W}_n(y)} \Big|_{y=y_j} \right] \Theta(y - y_j) \right\} F_{kn}(y), \quad (12)$$

где: константы интегрирования – C_k ; жесткостные характеристики ребер:

$$\mu_{1n} = \frac{12(1-\nu^2)}{Eh^3} E_j I_j^y r_n^4; \quad \mu_{2n} = \frac{12(1-\nu^2)}{Eh^3} G_j I_j^k r_n^2; \quad (13)$$

функциональный определитель Вронского – $\bar{W}_n(y)$; алгебраическое дополнение при разложении определителя Вронского по k -му элементу последней строки – $\bar{W}_{nk}(y)$; единичная ступенчатая функция Хевисайда – $\Theta(y - y_j)$; фундаментальные функции неподкрепленной пластины (индекс n опускаем):

$$F_1(y) = sh ry; \quad F_2(y) = ch ry; \quad F_3(y) = y sh ry; \quad F_4(y) = y ch ry. \quad (14)$$

Запишем определитель Вронского и его алгебраические дополнения:

$$\begin{aligned} \bar{W}(y) = \bar{W}(0) = -4r^4; \quad \bar{W}_{41}(y) = 2r(ch ry - ry sh ry); \\ \bar{W}_{42}(y) = -2r(sh ry - ry ch ry); \quad \bar{W}_{43}(y) = 2r^2 sh ry. \end{aligned} \quad (15)$$

Решение (12) с учетом (14), (15) приобретает вид:

$$\begin{aligned} W(y) = C_1 sh ry + C_2 ch ry + C_3 y sh ry + C_4 y ch ry + \\ + \sum_{j=0}^l \left\{ \frac{\mu_1}{2r^3} W(y_j) [sh r(y - y_j) - r(y - y_j) ch r(y - y_j)] + \right. \\ \left. + \frac{\mu_2}{2r} W^I(y_j) (y - y_j) sh r(y - y_j) \right\} \Theta(y - y_j). \end{aligned} \quad (16)$$

Решение уравнения (12) с точностью до констант интегрирования получено, так как набор дискретных значений, входящих в сингулярную часть (12), находится из «треугольной системы», которая получается путем замены в (12) y на y_m .

В случае регулярного набора одинаковых ребер удобно перейти к дискретно-непрерывным координатам

$$\bar{y} = \frac{y}{\Delta}; \quad l = E(\bar{y}); \quad \lambda = \bar{y} - l; \quad \bar{r} = r \cdot \Delta. \quad (17)$$

Введем обозначения:

$$\begin{aligned} \Omega_1(\bar{y}) = C_1 sh \bar{r} \bar{y} + C_2 ch \bar{r} \bar{y} + C_3 \bar{y} \Delta sh \bar{r} \bar{y} + C_4 \bar{y} \Delta ch \bar{r} \bar{y}; \\ \Omega_2(\bar{y}) = C_1 \bar{r} ch \bar{r} \bar{y} + C_2 \bar{r} sh \bar{r} \bar{y} + C_3 (sh \bar{r} \bar{y} + \bar{r} \bar{y} ch \bar{r} \bar{y}) + \\ + C_4 (ch \bar{r} \bar{y} + \bar{r} \bar{y} sh \bar{r} \bar{y}); \\ K_{11}(\bar{y} - j) = sh \bar{r}(\bar{y} - j) - \bar{r}(\bar{y} - j) ch \bar{r}(\bar{y} - j); \\ K_{12}(\bar{y} - j) = K_{21}(\bar{y} - j) = \bar{r}(\bar{y} - j) sh \bar{r}(\bar{y} - j); \\ K_{22}(\bar{y} - j) = sh \bar{r}(\bar{y} - j) + \bar{r}(\bar{y} - j) ch \bar{r}(\bar{y} - j); \\ \mu_{11} = \frac{\mu_1}{2\bar{r}^3}; \quad \mu_{12} = \frac{\mu_2}{2\bar{r}^2}; \quad \mu_{21} = \frac{\mu_1}{2\bar{r}^2}; \quad \mu_{22} = \frac{\mu_2}{2\bar{r}}. \end{aligned} \quad (18)$$

Внося (19) в (17), приходим к выражению:

$$\begin{aligned}
 W(\bar{y}) &= \Omega_1(\bar{y}) + \sum_{j=0}^l \mu_{11} [W(j)K_{11}(y-j) + \\
 &+ \mu_{12} W^I(j)K_{12}(\bar{y}-j)] \Theta(y-j); \\
 W^I(\bar{y}) &= \Omega_2(\bar{y}) + \sum_{j=0}^l \mu_{21} [W(j)K_{21}(y-j) + \\
 &+ \mu_{22} W^I(j)K_{22}(\bar{y}-j)] \Theta(y-j).
 \end{aligned} \tag{19}$$

«Треугольная система» запишется следующим образом:

$$\begin{aligned}
 W(m) &= \Omega_1(m) + \sum_{j=0}^l \mu_{11} [W(j)K_{11}(m-j) + \\
 &+ \mu_{12} W^I(j)K_{12}(m-j)] \Theta(m-j); \\
 W^I(m) &= \Omega_2(m) + \sum_{j=0}^l \mu_{21} [W(j)K_{21}(m-j) + \\
 &+ \mu_{22} W^I(j)K_{22}(m-j)] \Theta(m-j).
 \end{aligned} \tag{20}$$

При малой крутильной жесткости ($G_j I_j^k = 0$) остается одно соотношение

$$W(\bar{y}) = \Omega(\bar{y}) + \sum_{j=0}^l \bar{\mu} W(j) K(\bar{y}-j) \Theta(y-j), \tag{21}$$

где

$$\Omega(\bar{y}) = \Omega_1(\bar{y}); \quad \bar{\mu} = \frac{\mu_1}{2r^3} = \mu_{11}; \quad K(\bar{y}-j) = K_{11}(\bar{y}-j). \tag{22}$$

«Треугольная система» приобретает вид:

$$W(m) = \Omega(m) + \sum_{j=0}^l \bar{\mu} W(j) K(m-j) \Theta(m-j), \tag{23}$$

Умножим (24) почленно на z^{-m} и просуммируем от 0 до ∞

$$\sum_0^{\infty} W(m) z^{-m} = \sum_0^{\infty} \Omega(m) z^{-m} + \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{j=0}^m \bar{\mu} W(j) K(m-j) z^{-m}. \tag{24}$$

Меняя порядок суммирования у второго слагаемого

$$\bar{\mu} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{j=0}^m \bar{\mu} W(j) K(m-j) z^{-m} = \bar{\mu} \sum_{j=0}^{\infty} \sum_{m=j}^{\infty} \bar{\mu} W(j) K(m-j) z^{-m} \tag{25}$$

и вводя новую переменную

$$t = m - j, \tag{26}$$

получим

$$\bar{\mu} \sum_{j=0}^{\infty} \sum_{t=0}^{\infty} \bar{\mu} W(j) K(t) z^{-(t+j)} = \bar{\mu} W^*(z) K^*(z). \tag{27}$$

Внося (28) в (25), находим изображение

$$W^*(z) = \frac{\Omega^*(z)}{1 - \bar{\mu}K^*(z)}. \quad (28)$$

Переходя от изображения к оригиналу и учитывая, что $z=e^S$, получаем выражение для коэффициента разложения прогиба

$$W(j) = \sum_{k=1}^4 e^{S_{kj}} \frac{(ch S_k - ch \bar{r}) [C_1 sh \bar{r} + C_2 (e^{S_k} - ch \bar{r})] + \Delta [C_3 sh S_k sh \bar{r} + C_4 (ch S_k ch \bar{r} - 1)]}{2sh S_k (2ch S_k - ch S_1 - ch S_2)}. \quad (29)$$

Поскольку множитель при экспоненте не зависит от номера ребра j , т. е. является константой, то и примем его за новую константу

$$X_k = \frac{(ch S_k - ch \bar{r}) [C_1 sh \bar{r} + C_2 (e^{S_k} - ch \bar{r})] + \Delta [C_3 sh S_k sh \bar{r} + C_4 (ch S_k ch \bar{r} - 1)]}{2sh S_k (2ch S_k - ch S_1 - ch S_2)}. \quad (30)$$

В этом случае выражение (30) примет вид

$$W(j) = \sum_{k=1}^4 X_k e^{S_{kj}}. \quad (31)$$

С другой стороны на основании (17) с учетом (22)

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^4 X_k e^{S_{km}} &= C_1 sh \bar{r} m + C_2 ch \bar{r} m + C_3 \Delta m sh \bar{r} m + \\ &+ C_4 \Delta m ch \bar{r} m + \mu \sum_{j=0}^m \sum_{k=1}^4 X_k e^{S_{kj}} [sh \bar{r} (m-j) - \bar{r} (m-j) ch \bar{r} (m-j)]. \end{aligned} \quad (32)$$

После раскрытия суммы по j , входящей в сингулярную часть (33), получаем:

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^4 X_k e^{S_{km}} &= C_1 sh \bar{r} m + C_2 ch \bar{r} m + C_3 \Delta m sh \bar{r} m + \\ &+ C_4 \Delta m ch \bar{r} m + \bar{\mu} \sum_{k=1}^4 X_k \left\{ \frac{e^{S_{km}} sh \bar{r} + sh \bar{r} m (e^{-S_k} - ch \bar{r}) - ch \bar{r} m sh \bar{r} -}{2(ch S_k - ch \bar{r})} \right. \\ &\left. - \frac{re^{S_{km}} ch \bar{r} + ch \bar{r} m [me^{-S_k} - (m+1)ch \bar{r}] - msh \bar{r} m sh \bar{r} -}{2(ch S_k - ch \bar{r})^2} \right\}. \end{aligned} \quad (33)$$

Очевидно, что равенство (34) должно выполняться тождественно при любых m . Запишем условия выполнения этого равенства.

$$\begin{aligned}
& \frac{\bar{\mu}}{2(chS_k - ch\bar{r})} \left(sh\bar{r} - \bar{r} ch\bar{r} - \frac{\bar{r} sh^2 \bar{r}}{chS_k - ch\bar{r}} \right) - 1 = 0; \\
& C_1 + \bar{\mu} \sum_{k=1}^4 X_k \left[\frac{e^{-S_k} - ch\bar{r}}{2(chS_k - ch\bar{r})} + \frac{\bar{r} sh\bar{r} shS_k}{2(chS_k - ch\bar{r})^2} \right] = 0; \\
& C_2 + \bar{\mu} \sum_{k=1}^4 X_k \left[\frac{-sh\bar{r} + \bar{r} ch\bar{r}}{2(chS_k - ch\bar{r})} + \frac{\bar{r} sh^2 \bar{r}}{2(chS_k - ch\bar{r})^2} \right] = 0; \\
& C_3 \Delta + \bar{\mu} \sum_{k=1}^4 X_k \frac{\bar{r} sh^2 \bar{r}}{2(chS_k - ch\bar{r})} = 0; \quad C_4 \Delta - \bar{\mu} \sum_{k=1}^4 X_k \frac{\bar{r} (e^{-S_k} - ch\bar{r})}{2(chS_k - ch\bar{r})} = 0.
\end{aligned} \tag{34}$$

Первое соотношение представляет собой характеристическое уравнение для определения корней S_k

$$ch^2 S_k - 2chS_k \left[ch\bar{r} + \frac{\bar{\mu}}{4} (sh\bar{r} - r ch\bar{r}) + ch^2 \bar{r} \right] + \frac{\bar{\mu}}{2} (ch\bar{r} sh\bar{r} - \bar{r}) = 0. \tag{35}$$

Окончательное выражение для прогиба подкрепленной панели приобретает вид:

$$w(l, \lambda) = \sum_{k=1}^4 X_k W_k(l, \lambda), \tag{36}$$

где: постоянные X_k определяются из граничных условий закрепления торцов панели; фундаментальные функции имеют вид:

$$\begin{aligned}
W_k(l, \lambda) = e^{S_k l} & \left[\frac{e^{S_k} sh \bar{r} \lambda + sh \bar{r} (1 - \lambda) - \bar{r} \left\{ \lambda \left[e^{S_k} ch \bar{r} \lambda - ch \bar{r} (1 - \lambda) \right] + ch \bar{r} \lambda chr \right\}}{2(chS_k - ch\bar{r})} \right. \\
& \left. - \frac{\bar{r} sh\bar{r} (sh\bar{r} ch\bar{r} \lambda + sh\bar{r} \lambda shS_k)}{2(chS_k - ch\bar{r})^2} \right].
\end{aligned} \tag{37}$$

Список литературы

1. Онанов Г.Г. Уравнения с сингулярными коэффициентами типа дельта-функции Дирака и ее производных. – ДАН СССР, т. 191, №5, 1970.
2. Онанов Г.Г. Уравнения с сингулярными коэффициентами типа дельта-функции Дирака и ее производных в задачах строительной механики. – МТТ, №5, 1971.
3. Онанов Г.Г. Нормальные координатные функции оболочки вращения с дискретным продольным набором. – Ученые записки ЦАГИ, т. 3, №1, 1972.
4. Образцов И.Ф., Онанов Г.Г. – Строительная механика скошенных тонкостенных систем. – М., «Машиностроение», 1973.
5. Онанов Г.Г., Буравлев В.Ф. – Расчет полубезмоментной цилиндрической оболочки с дискретными шпангоутами. – М., ВИНТИ, №1921-80 ДЕП от 19.05.80.
6. Деч Г. Руководство к практическому применению преобразования Лапласа и z-преобразования. – М.: Наука, 1971.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ПРОДОЛЬНОЙ ПРОКАТКИ АЛЮМИНИЕВОГО ЛИСТА В УСЛОВИЯХ СВЕРХПЛАСТИЧНОСТИ

Китаева Д.А.¹, Коджаспиров Г.Е.¹, Рудаев Я.И.², Субботина Е.А.²
*¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург*
*²Кыргызско-Российский Славянский университет,
Бишкек, Кыргызская Республика*

Ключевые слова: прокатка, сверхпластичность, алюминиевые сплавы, скорость деформации, давление на валки.

Аннотация. Рассматривается двумерная задача изотермической прокатки алюминиевого листа в режимах сверхпластичности, осуществляемой с малым углом захвата валков. Решение основано на известных закономерностях течения металла в клиновидном сходящемся канале. Для математической формулировки задачи привлекаются соотношения теории упругопластических процессов малой кривизны, а уравнение состояния пригодно для описания закономерностей высокотемпературной деформации в широком скоростном диапазоне, включая условия реализации эффекта сверхпластичности. Записаны компоненты вектора скоростей перемещений, тензоров напряжений и скоростей деформаций. Определены параметры, обобщающие скоростные, геометрические и контактные факторы в зонах отставания и опережения процесса прокатки. Показано существование угла захвата, ниже которого очаг деформации рассматривается только как зона опережения. Произведено сравнение установленного характера распределения давления на валки в температурных условиях сверхпластичности и вне их. Конкретные расчеты соответствуют сплаву АМг5. Опытная реализация процесса осуществлена на близком по химическому составу сплаве 1561 (АМг61) с получением в прокатанном металле структуры, близкой к мелкозернистой.

Введение

Технологические процессы обработки металлов давлением объемного типа основаны, как правило, на мощном силовом воздействии на деформируемый материал. При формообразовании в термомеханических условиях сверхпластичности могут быть использованы уникальные свойства металлов и сплавов, заключающиеся в резком снижении сопротивления деформированию. Сверхпластичность при этом рассматривается [1] как особое состояние поликристаллического материала, пластически деформируемого при низком уровне напряжений с сохранением полученной на предварительном этапе мелкозернистой структуры (структурная сверхпластичность) или сформировавшейся в процессе нагрева и деформации (динамическая сверхпластичность) [2]. Для обоих типов сверхпластичности общим предполагается превалирование механизма зернограничного проскальзывания над другими формами массопереноса [3]. Очевидно, что для реализации эффекта динамической сверхпластичности должна произойти замена исходного (деформированного или литого) структурного состояния другим, готовым к сверхпластичности. Для промышленных алюминиевых сплавов подобная

замена происходит в температурно-скоростных условиях динамической рекристаллизации [4, 5].

Постановка задачи

Рассмотрим двумерную задачу горячей прокатки полосы в валках одинакового радиуса R (рис.1), вращающихся с одинаковыми угловыми скоростями. Предполагается, что указанный процесс осуществляется с малым углом захвата валков. Это означает, что для установления энергосиловых и кинематических параметров операции может быть использовано исследование [6-8] течения материала в клиновидном сходящемся канале с углом при вершине α_1 (рисунок 1). Предполагается, что процесс прокатки реализуется в изотермических условиях.

Введем цилиндрическую систему координат $\rho\alpha z$, причем начало координат разместим в вершине клина. Полагаем все геометрические размеры отнесенными к ширине полосы.

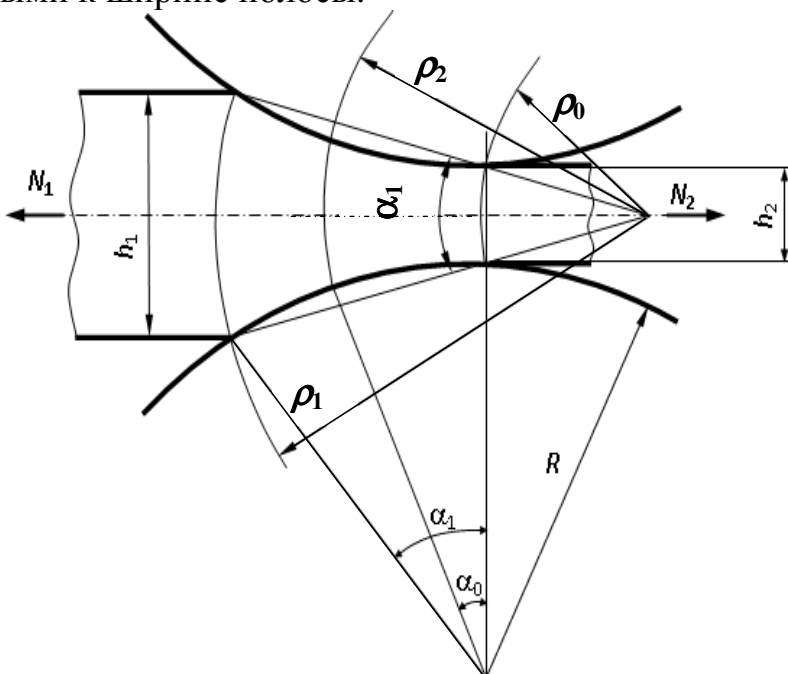


Рисунок 1 – Схематизация процесса прокатки.

Математическая формулировка задачи в рамках теории упругопластических процессов малой кривизны [8], включает:

дифференциальные уравнения равновесия

$$\frac{\partial \sigma_\rho}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \tau_{\rho\alpha}}{\partial \alpha} + \frac{\sigma_\rho - \sigma_\alpha}{\rho} = 0; \quad \frac{\partial \tau_{\rho\alpha}}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \sigma_\alpha}{\partial \alpha} + \frac{2\tau_{\rho\alpha}}{\rho} = 0; \quad (1)$$

кинематические соотношения

$$\dot{\epsilon}_\rho = \frac{\partial v_\rho}{\partial \rho}; \quad \dot{\epsilon}_\alpha = \frac{v_\rho}{\rho}; \quad \dot{\gamma}_{\rho\alpha} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial v_\rho}{\partial \alpha}; \quad (2)$$

условие несжимаемости в скоростях

$$\dot{\epsilon}_\rho + \dot{\epsilon}_\alpha = \frac{\partial v_\rho}{\partial \rho} + \frac{v_\rho}{\rho} = 0; \quad (3)$$

определяющие соотношения

$$\sigma_\rho - \sigma_0 = \frac{2\sigma_u}{3\dot{\epsilon}_u} \dot{\epsilon}_\rho; \quad \sigma_\alpha - \sigma_0 = \frac{2\sigma_u}{3\dot{\epsilon}_u} \dot{\epsilon}_\alpha; \quad \tau_{\rho\alpha} = \frac{\sigma_u}{3\dot{\epsilon}_u} \dot{\gamma}_{\rho\alpha}; \quad 3\sigma_0 = \sigma_\rho + \sigma_\alpha \quad (4)$$

уравнение состояния [1] в форме зависимости интенсивности напряжений σ_u от интенсивности скоростей деформаций $\dot{\epsilon}_u$

$$\sigma_u = 1 - m_0 - \beta + (3m_0 + \beta)\dot{\epsilon}_u - 3m_0\dot{\epsilon}_u^2 + m_0\dot{\epsilon}_u^3. \quad (5)$$

Здесь σ_ρ , σ_α , $\tau_{\rho\alpha}$ – компоненты тензора напряжений, $\dot{\epsilon}_\rho$, $\dot{\epsilon}_\alpha$, $\dot{\gamma}_{\rho\alpha}$ – составляющие тензора скоростей деформаций; v_ρ – радиальная проекция вектора скорости перемещений; σ_0 – среднее напряжение.

Далее полагаем, что составляющие напряжений и скоростей деформаций отнесены соответственно к альтернативным внутренним параметрам состояния σ^* , $\dot{\epsilon}^*$ [1], вектор скорости радиального перемещения – к величине $\dot{\epsilon}^* b$ (b – ширина полосы); m_0 – материальная константа; β – управляющий параметр, зависящий от температуры (в изотермических условиях – постоянная величина, причем при сверхпластичности $\beta < 0$).

Граничные условия будут формулироваться в процессе решения задачи.

Разрешающая функция

Интегрируя дифференциальное уравнение (3), получаем:

$$v_\rho = \frac{k(\alpha)}{\rho}, \quad (6)$$

где $k = k(\alpha)$ – неизвестная функция, подлежащая определению.

Воспользовавшись решением (6), для составляющих скоростей деформаций можем записать:

$$\dot{\epsilon}_\rho = -\frac{k(\alpha)}{\rho^2}; \quad \dot{\epsilon}_\alpha = \frac{k(\alpha)}{\rho^2}; \quad \dot{\gamma}_{\rho\alpha} = \frac{k'(\alpha)}{\rho^2}. \quad (7)$$

Интенсивность скоростей деформаций в условиях радиального течения может быть определена в виде:

$$\dot{\epsilon}_u = \frac{1}{\rho^2} L^{1/2}(\alpha), \quad (8)$$

причем

$$L(\alpha) = \frac{1}{3} [4k^2(\alpha) + k'^2(\alpha)]. \quad (9)$$

Определяющие соотношения (4), (5) с учетом уравнения состояния (7), (8) запишутся следующим образом:

$$\sigma_\rho - \sigma_0 = -\frac{2}{3} T(\alpha, \rho) k(\alpha); \quad \sigma_\alpha - \sigma_0 = \frac{2}{3} T(\alpha, \rho) k(\alpha);$$

$$\tau_{\rho\alpha} = \frac{1}{3}T(\alpha, \rho)k'(\alpha), \quad (10)$$

где

$$T(\rho, \alpha) = (1 - m_0 - \beta)L^{1/2}(\alpha) + \frac{3m_0 + \beta}{\rho^2} - \frac{3m_0}{\rho^4}L^{1/2}(\alpha) + \frac{m_0}{\rho^6}L(\alpha). \quad (11)$$

Анализ зависимостей (6) – (11) показывает, что составляющие напряжений, скоростей перемещений и деформаций будут найдены, если установлен явный вид функции $k = k(\alpha)$, которую, как и в [10], назовем разрешающей. Для отыскания функции $k(\alpha)$ подставим зависимости (10), (11) в уравнения равновесия (1). Полученные производные $\partial\sigma_0/\partial\rho$ и $\partial\sigma_0/\partial\alpha$ продифференцируем соответственно по α и ρ . Правые части полученных смешанных производных приравняем друг другу. В результате получим дифференциальное уравнение:

$$k''' + 4k' = 0. \quad (12)$$

С учетом двух очевидных граничных условий

$$\tau_{\rho\alpha}|_{\alpha=0} = 0; \quad \tau_{\rho\alpha}|_{\alpha=\frac{\alpha_1}{2}} = -\chi\tau_{max}|_{\alpha=\frac{\alpha_1}{2}}, \quad (13)$$

решение уравнения (12) может быть представлено в форме:

$$k(\alpha) = \frac{c}{2}(\psi - \cos 2\alpha), \quad (14)$$

где χ – экспериментальный коэффициент [8], устанавливающий условия контакта валков и деформируемой полосы, c – постоянная, а для функции $\psi(\alpha_1, \chi)$ получено:

$$\psi(\alpha_1, \chi) = \frac{\sqrt{1 - \chi^2}}{\chi} \sin \alpha_1 - \cos \alpha_1. \quad (15)$$

Определение постоянной c совместим с выбором очага пластической деформации, который, следуя [8, 10], принимает клиновидную форму, ограниченную двумя поверхностями разрыва скоростей $\rho_1 = \rho_1(\alpha_1)$; $\rho_2 = \rho_2(\alpha_1)$ соответственно на входе в валки и на выходе из них (рисунок 1). Процедура анализа очага деформации подробно освещена в [10] и позволяет установить разрешающую функцию $k = k(\alpha)$ и функции $\rho_1(\alpha)$, $\rho_2(\alpha)$, ограничивающих в радиальном направлении очаг пластической деформации. Имеем:

$$k(\alpha) = \frac{v_1 h_1}{\bar{\psi}} (\psi - \cos 2\alpha); \quad (16)$$

$$\rho_1(\alpha) = \frac{h_1}{2\bar{\psi}} \cdot \frac{2\psi\alpha - \sin 2\alpha}{\sin \alpha}; \quad \rho_2(\alpha) = (1 - \Lambda) \frac{h_1}{2\bar{\psi}} \cdot \frac{2\psi\alpha - \sin 2\alpha}{\sin \alpha}. \quad (17)$$

Здесь $\Lambda = h_2/h_1$ – обжатие полосы (рисунок 1),

$$\bar{\psi}(\alpha_1, \chi) = \frac{\alpha_1}{\psi\alpha_1 - \sin \alpha_1}; \quad (18)$$

v_1 – средняя скорость перемещения материала на входе в валки.

Силовые параметры процесса прокатки

Компоненты тензора напряжений определяются на основании решения дифференциальных уравнений равновесия (1) совместно с (7), (11), (14). Явные выражения для составляющих напряжений приведем в виде, необходимом для дальнейшего использования. Имеем

$$\begin{aligned}
 3\sigma_\rho &= (1 - m_0 - \beta)L^{-1/2} \left(\frac{k'L'}{2L} - k'' + 4k \right) \ln \frac{\rho}{\rho_2} - 4(1 - m_0 - \beta)L^{-1/2}k - \\
 &- \frac{3m_0 + \beta}{2}(k'' - 4k) \left(\frac{1}{\rho_2^2} - \frac{1}{\rho^2} \right) - 4(3m_0 + \beta) \frac{k}{\rho_2^2} + \frac{3}{4}m_0L^{1/2} \left(\frac{k'L'}{2L} + k'' - 4k \right) \left(\frac{1}{\rho_2^4} - \frac{1}{\rho^4} \right) + \\
 &+ 12m_0L^{1/2} \frac{k}{\rho_2^4} - \frac{m_0}{6}L \left(\frac{k'L'}{L} + k'' - 4k \right) \left(\frac{1}{\rho_2^6} - \frac{1}{\rho^6} \right) - 4m_0L \frac{k}{\rho_2^6}; \\
 3\sigma_\alpha &= (1 - m_0 - \beta)L^{-1/2} \left(\frac{k'L'}{L} - k'' + 4k \right) \ln \frac{\rho}{\rho_2} - \frac{3m_0 + \beta}{2}(k'' + 4k) \left(\frac{1}{\rho_2^2} - \frac{1}{\rho^2} \right) + \\
 &+ \frac{3}{4}m_0L^{1/2} \left(\frac{k'L'}{2L} + k'' + 12k \right) \left(\frac{1}{\rho_2^4} - \frac{1}{\rho^4} \right) - \frac{m_0}{6}L \left(\frac{k'L'}{L} + k'' + 8k \right) \left(\frac{1}{\rho_2^6} - \frac{1}{\rho^6} \right); \\
 3\tau_{\rho\alpha} &= \left[(1 - m_0 - \beta)L^{-1/2} + \frac{3m_0 + \beta}{\rho^2} - \frac{3m_0}{\rho^4}L^{1/2} + \frac{m_0}{\rho^6}L \right] k. \tag{19}
 \end{aligned}$$

Здесь $L = L(\alpha)$, $k = k(\alpha)$ определяются соответственно формулами (9), (16).

Естественно считать, что продольные усилия, возникающие на входе в очаг деформации (N_1) и выходе из него (N_2), обращаются в ноль. Следовательно, можем записать

$$N_1 = 2 \int_0^{\alpha_{1/2}} \sigma_\rho \Big|_{\rho=\rho_1} dA = 0; \quad N_2 = 2 \int_0^{\alpha_{1/2}} \sigma_\rho \Big|_{\rho=\rho_2} dA = 0. \tag{20}$$

Второе условие (20) после подстановки в него первого выражения (19) преобразуется к кубическому уравнению вида

$$a_1 + a_1\mu_{0n} + a_2\mu_{0n}^2 + a_3\mu_{0n}^3 = 0, \tag{21}$$

где $\mu = \mu_{0n}$ следует рассматривать как параметр, обобщающий скоростной, геометрический и контактный факторы на выходе из зоны опережения и определяемый выражением

$$\mu_{0n} = \frac{v_1 \bar{\psi}}{h_1 (1 - \Lambda)^2}, \tag{22}$$

а коэффициенты уравнения (21) являются функциями угла захвата, для которых получено

$$a_0(\alpha_1) = \frac{\sqrt{3}}{2}(1 - m_0 - \beta)J_0(\alpha_1); \quad a_1(\alpha_1) = (3m_0 + \beta)J_1(\alpha_1);$$

$$a_2(\alpha_1) = -2\sqrt{3}m_0J_2(\alpha_1); \quad a_3(\alpha_1) = \frac{4}{3}m_0J_3(\alpha_1), \tag{23}$$

причем

$$J_0(\alpha_1) = \int_0^{\alpha_{1/2}} H(\alpha)H_1(\alpha)H_2(\alpha)d\alpha; \quad J_1(\alpha_1) = \int_0^{\alpha_{1/2}} H_1(\alpha)H_2^{-1}(\alpha)d\alpha;$$

$$J_2(\alpha_1) = \int_0^{\alpha_{1/2}} H^{1/2}(\alpha)H_1(\alpha)H_2^{-3}(\alpha)d\alpha; \quad J_3(\alpha_1) = \int_0^{\alpha_{1/2}} H(\alpha)H_1(\alpha)H_2^{-5}(\alpha)d\alpha. \quad (24)$$

Первое условие (20) на входе в очаг деформации (в зону отставания, где $\mu = \mu_{0T}$) приводится к уравнению

$$b_0 + b_1\mu_{0T} + b_2\mu_{0T}^2 + b_3\mu_{0T}^3 = 0. \quad (25)$$

Здесь

$$b_0(\alpha_1) = 2\sqrt{3}(1 - m_0 - \beta) \left[Q_0(\alpha_1) \ln \frac{1}{\sqrt{z}} - J_0(\alpha_1) \right];$$

$$b_1(\alpha_1) = 2(3m_0 + \beta) [(z-1)Q_1(\alpha_1) - 2J_1(\alpha_1)];$$

$$b_2(\alpha_1) = 2\sqrt{3}m_0 [(1-z^2)Q_2(\alpha_1) - J_2(\alpha_1)];$$

$$b_3(\alpha_1) = \frac{8}{9}m_0 [(z^3-1)Q_3(\alpha_1) - 6J_3(\alpha_1)], \quad (26)$$

где $z = (1 - \Lambda)^2$;

$$Q_0(\alpha_1) = \psi \int_0^{\alpha_{1/2}} H^{-3/2}(\alpha)H_2(\alpha)\sin^2 2\alpha d\alpha + \int_0^{\alpha_{1/2}} H(\alpha)H_2(\alpha)H_3(\alpha)d\alpha;$$

$$Q_1(\alpha_1) = \int_0^{\alpha_{1/2}} H_2^{-1}(\alpha)H_3(\alpha)d\alpha;$$

$$Q_2(\alpha_1) = \psi \int_0^{\alpha_{1/2}} H^{-1/2}(\alpha)H_2^{-3}(\alpha)\sin^2 2\alpha d\alpha + \int_0^{\alpha_{1/2}} H^{1/2}(\alpha)H_2^{-3}(\alpha)H_3(\alpha)d\alpha;$$

$$Q_3(\alpha_1) = 2\psi \int_0^{\alpha_{1/2}} H(\alpha)H_2^{-5}(\alpha)\sin^2 2\alpha d\alpha + \int_0^{\alpha_{1/2}} H(\alpha)H_2^{-5}(\alpha)H_3(\alpha)d\alpha, \quad (27)$$

причем

$$H(\alpha) = 1 + \psi^2 - 2\psi \cos 2\alpha; \quad H_1(\alpha) = \psi - \cos 2\alpha;$$

$$H_2(\alpha) = \frac{2\psi\alpha - \sin 2\alpha}{2\psi \sin \alpha}; \quad H_3(\alpha) = 2\cos 2\alpha - \psi. \quad (28)$$

Величина обжатия деформируемой полосы задается из технологических соображений и связана с углом захвата α_1 и диаметром валков $2R$ [8, 11]. Следствием закона изменения толщины полосы в очаге деформации является выражение

$$\cos \alpha_1 = 1 - \frac{h_1}{2R} \Lambda. \quad (29)$$

Численное решение уравнений (21) и (25) с привлечением (29) получено при $R = 0,11$; $\chi = 0,3$ и трёх значениях толщины h_1 , равных 0,015; 0,030 и 0,070, а также при $m_0=0,339$, $\beta = -0,134$, отвечающих сплаву АМг5. Результаты расчетов приведены на рисунке 2, на которых кривые 1, 2, 3 являются

функциями $\mu_{0T}(\alpha_1)$ соответственно для $h_1 = 0,015; 0,030$ и $0,070$, а кривая 4 – $\mu_{0n}(\alpha_1)$.

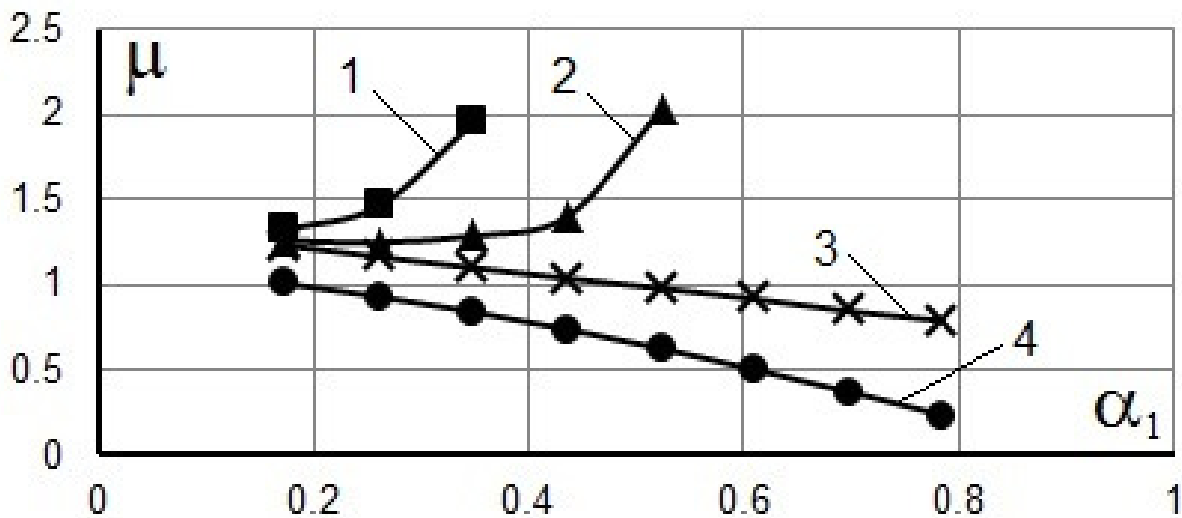


Рисунок 2 – Зависимость параметра μ от угла захвата α_1

Из представленных графиков видно, что с ростом толщины исходной заготовки происходит выполаживание зависимостей $\mu_{0T}(\alpha_1)$ с приближением к кривой 4.

Давление на валки $q = q(\rho)$ отождествляем с окружным нормальным напряжением на поверхности контакта

$$\sigma_\alpha \Big|_{\alpha = \frac{\alpha_1}{2}} = -q. \quad (30)$$

Подстановкой в (30) второй формулы (19) для величины давления на валки получаем

$$q = -\frac{1}{3} \left\{ n_0 \ln \frac{\rho}{\rho_2} + n_1 \left(\frac{1}{\rho_2^2} - \frac{1}{\rho^2} \right) + n_2 \left(\frac{1}{\rho_2^4} - \frac{1}{\rho^4} \right) + n_3 \left(\frac{1}{\rho_2^6} - \frac{1}{\rho^6} \right) \right\}, \quad (31)$$

где

$$n_0 = 2\sqrt{3}(1 - m_0 - \beta) H^{-1/2}(\alpha_1 / 2) \left[\frac{\psi \sin^2 \alpha_1}{H(\alpha_1 / 2)} - H_3(\alpha_1 / 2) \right];$$

$$n_1 = -4(3m_0 + \beta) \mu_{0T} \frac{h_1^2}{\bar{\psi}^2} \psi;$$

$$n_2 = 2\sqrt{3} m_0 \mu_{0T}^2 \frac{h_1^4}{\bar{\psi}^4} H^{1/2}(\alpha_1 / 2) \left[\frac{\psi \sin^2 \alpha_1}{H(\alpha_1 / 2)} + 3\psi - 2\cos \alpha_1 \right];$$

$$n_3 = -\frac{8}{9} m_0 \mu_{0T}^3 \frac{h_1^6}{\bar{\psi}^6} H(\alpha_1 / 2) \left[\frac{2\psi \sin^2 \alpha_1}{H(\alpha_1 / 2)} + 2\psi - \cos \alpha_1 \right];$$

$$H(\alpha_1 / 2) = 1 + \psi^2 - 2\psi \cos \alpha_1; \quad H_3(\alpha_1 / 2) = 2\cos \alpha_1 - \psi, \quad (32)$$

а μ_{0T} являются корнями уравнения (25).

На рисунках 3 а,б в качестве примера приведены полученные в результате расчетов по формулам (31), (32) зависимости давления на валки q от радиуса $\rho \in (\rho_2, \rho_1)$, причем радиусу $\rho_2(\alpha_1)$ соответствуют нули на оси абсцисс, а величины, указанные на поле рисунка, являются обжатиями полосы Λ . Расчеты осуществлены при исходной толщине заготовки 0,015. Качественно эпюры давления не противоречат известным данным [11] и построены в температурных условиях сверхпластичности ($\beta = -0,134$) и вне их ($\beta = 0,236$).

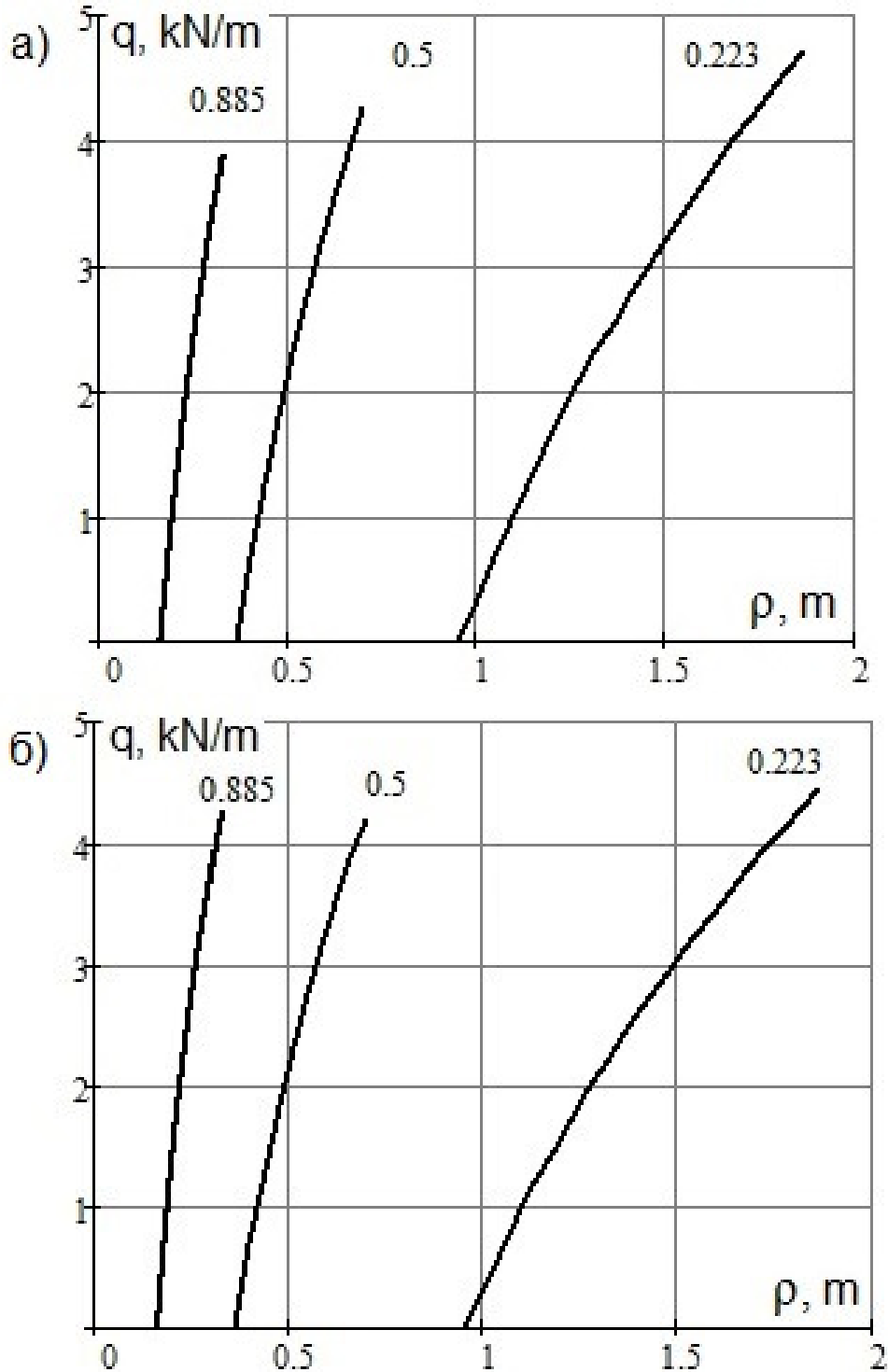


Рисунок 3. Зависимость давления на валки от радиуса ρ для разных обжатий полосы толщиной 0,015 при: а) $\beta = -0,134$; б) $\beta = 0,236$.

Заключение

Рассмотрена задача определения параметров силовых воздействий при прокатке полосы алюминиевого сплава АМг5 в термических условиях сверхпластичности. Но поскольку целью процесса считается обоснование возможности получения мелкозернистых полуфабрикатов, то появляется необходимость выделения в очаге деформации области сверхпластичности с оптимизацией её объема и расположения [1].

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта №15-08-06531 а.

Список литературы

- 1 Рудской А.И., Рудаев Я.И. Механика динамической сверхпластичности алюминиевых сплавов. – СПб.: Наука, 2009. – 217 с.
- 2 Рудской А.И., Коджаспиров Г.Е. Ультрамелкозернистые металлические материалы. СПб.: СПбГПУ, 2015.
- 3 Кайбышев О.А. сверхпластичность промышленных сплавов. – М.: Metallurgia, 1984. – 264 с.
- 4 Вайнблат Ю.М., Шаршагин Н.А. Динамическая рекристаллизация алюминиевых сплавов // Цветные металлы. – 1984. – №2. – С. 67-70.
- 5 Золоторевский Ю.С., Паняев В.А., Рудаев Я.И. и др. Сверхпластичность некоторых алюминиевых сплавов // Судостроительная промышленность. Серия материаловедение. – 1990. – Вып. 16. – С. 21-26.
- 6 Kitaeva D., Rudaev Y., Subbotina E. About the volume forming of aluminium details in superplasticity conditions. In METAL 2014: 23rd International Conference on Metallurgy and Materials. Ostrava: TANGER, 2014, pp. 347-352.
- 7 Соколовский В.В. Теория пластичности. – М.: Высшая школа, 1969. – 608 с.
- 8 Малинин Н.Н. Технологические задачи пластичности и ползучести. – М.: Высш. шк., 1979. – 119 с.
- 9 Кийко И.А. Пластическое течение металлов/Научные основы прогрессивной техники и технологии. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 102-135.
- 10 Рудаев Я.И. Моделирование прессопрокатки листа с использованием сверхпластичности // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2005. – №2. – С. 57-64.
- 11 Смирнов В.С. Теория обработки металлов давлением. – М.: Metallurgia, 1973. – 496 с.

УДК 30.19.25

О МОДЕЛИРОВАНИИ ПРОЦЕССОВ ОБЪЕМНОГО ФОРМОИЗМЕНЕНИЯ В РЕЖИМАХ СВЕРХПЛАСТИЧНОСТИ

Субботина Е.А.

*Кыргызско-Российский Славянский университет,
Бишкек, Кыргызская Республика,*

Ключевые слова: сверхпластичность, объемное формообразование, мелкозернистая структура, краевая и оптимизационная задачи.

Аннотация. Рассматривается постановка задач управления процессами объемного изотермического формообразования промышленных алюминиевых сплавов в режимах сверхпластичности. Разработанная методология исследования позволяет оптимальным сочетанием энергосиловых, кинематических и температурных параметров прогнозировать изготовление полуфабрикатов со структурой, близкой к мелкозернистой.

Введение

Основной задачей прикладной теории пластичности при сложном нагружении и больших пластических деформациях следует считать разработку исходных положений для замены технологических процессов, основанных на резании металла, экономичными методами формообразования деталей. Понятно, что научно-технический прогресс в машиностроении и металлообработке обеспечивается не только новыми методами производства, машинами и технологическими процессами, но и управлением качеством продукции.

Использование эффекта сверхпластичности является одним из наиболее перспективных технологических процессов обработки металлических материалов. Целью таких процессов, как и вообще операций горячего формоизменения, можно считать получение полуфабрикатов с требуемыми формой, размерами и свойствами. Проектированию подобных технологий обязательно предшествует глубокая научная проработка, которая, в свою очередь, способствует развитию математических теорий горячего формообразования сплавов.

Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования позволяют определить сверхпластичность как особое состояние поликристаллических материалов, пластически деформируемых при пониженном напряжении с сохранением в продеформированном металле мелкой исходной структуры (структурная сверхпластичность) или с ее формированием в процессе нагрева и деформации (динамическая сверхпластичность) [1].

Динамическая сверхпластичность алюминиевых сплавов развивается в температурно-скоростных условиях структурного превращения – динамической рекристаллизации [2]. В этих режимах происходит формирование мелкозернистой структуры и создаются условия для осуществления механизма зернограничного проскальзывания, характерного для сверхпластичности.

Постановка задачи

Технологические задачи, безусловно, относятся к физически и геометрически нелинейным. Можно утверждать, что в теоретическом отношении приходится иметь дело с нестационарными задачами механики, исследуемыми в двух- и трехмерной постановке со сложными меняющимися граничными условиями.

Математическое моделирование со строгим решением задач объемного формоизменения встречается с серьезными затруднениями. Задача нахождения аналитическим путем технологических параметров процессов связана с установлением, в первую очередь, полей температур, напряжений и скоростей деформаций. В режимах сверхпластичности можно оптимальным сочетанием силовых, кинематических и термических параметров прогнозировать изготовление полуфабрикатов с качественными структурными показателями при сравнительно невысоких деформирующих усилиях.

В конкретных объемных технологических процессах эффект сверхпластичности невозможно установить явным образом. Из-за сильной неоднородности полей температур и скоростей деформаций не удастся очаг деформации перевести полностью в сверхпластическое состояние. Изотермические условия в оптимальном температурном режиме вносят определенные упрощения, и осуществление эффекта связывается с полем скоростей деформаций. В соответствии установленным скоростным ограничениям в очаге деформации появляются, помимо сверхпластической, пограничные ей области высокотемпературной ползучести и термопластичности. Сказанным подчеркивается сложность физических процессов в очаге деформации, разнообразие структурных состояний и, как следствие, параметров, характеризующих механические свойства материала деформируемой заготовки. При аналитически сформулированных переходных условиях [3] открывается возможность управлять очагом деформации путем оптимизации объема области сверхпластичности и ее расположения в очаге, преследуя, естественно, конечную цель – получение изделий с требуемыми структурными характеристиками.

Основные соотношения

Считаем, что в эйлеровом пространстве реализуется в изотермических условиях формообразование заготовки с кусочно-гладкой границей под действием упругих сил инструмента [4].

Постановка задачи моделирования процессов управления объемным формоизменением в режимах сверхпластичности включает [1]:

– дифференциальные уравнения равновесия Навье-Коши

$$\sigma_{ij,j} + F_i = 0; \quad (1)$$

– кинематические соотношения, устанавливающие связь между компонентами тензора скоростей деформаций и вектора скоростей перемещений

$$\dot{\epsilon}_{ij} = \frac{1}{2}(v_{i,j} + v_{j,i}); \quad (2)$$

– условие несжимаемости в скоростях

$$\dot{\epsilon}_{ii} = 0; \quad (3)$$

– определяющие соотношения в форме уравнений теории упругопластических процессов малой кривизны

$$\sigma_{ij} - \sigma_0 = \frac{2\sigma_u}{3\dot{\epsilon}} \dot{\epsilon}_{ij}; \quad (4)$$

– статические граничные условия на поверхности заготовки

$$X_{vj} = \sigma_{ij} l_j; \quad (5)$$

– условия трения на контактной поверхности

$$\tau_k = -\chi \tau_{\max}. \quad (6)$$

Здесь – $\sigma_{ij}, \dot{\epsilon}_{ij}$ компоненты тензоров напряжений и скоростей деформаций; \vec{v} – вектор скорости перемещений; $\sigma_u, \dot{\epsilon}_u$ – соответственно интенсивности напряжений и скоростей деформаций; σ_0 – среднее напряжение; X_{vj} – составляющие внешних воздействий; l_j – направляющие косинусы; τ_k – интенсивность сил трения на контакте матрицы и деформируемого материала; τ_{\max} – максимальное касательное напряжение; χ – экспериментально определяемый коэффициент пропорциональности.

Зависимость интенсивности напряжений от интенсивности скоростей деформаций представима в виде [1]:

$$\sigma_u = \sigma^* \left[1 + m_0 \left(\frac{\dot{\epsilon}_u}{\dot{\epsilon}^*} - 1 \right)^3 + \beta(\xi) \left(\frac{\dot{\epsilon}_u}{\dot{\epsilon}^*} - 1 \right) \right], \quad (7)$$

где $\beta = \beta(\xi)$ – управляющий параметр; $\sigma^*(\xi), \dot{\epsilon}^*(\xi)$ – альтернативные внутренние параметры состояния; m_0 – материальная постоянная; $\xi = (\theta - \theta_c^H) / (\theta_c^G - \theta_c^H)$ – нормированная температура, причем θ_c^G, θ_c^H – нижнее и верхнее значения температур, ограничивающих термический диапазон сверхпластичности [1].

Отметим, что $\beta, \sigma^*, \dot{\epsilon}^*$ удовлетворяют соответствующим эволюционным уравнениям, но в изотермических условиях указанные величины становятся константами, причем при сверхпластичности $\beta < 0$.

При удовлетворении термических режимов сверхпластичности $\theta \in [\theta_c^H; \theta_c^G]$ или $\xi \in [0; 1]$ ограничения на скоростной диапазон эффекта представимы в форме

$$1 - \left(-\frac{\beta}{3m_0} \right)^{\frac{1}{2}} \leq \dot{\epsilon}_u \leq 1 + \left(-\frac{\beta}{3m_0} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (8)$$

В рамках подхода (1)...(8) разработана методология математического моделирования процессов объемного формоизменения, представляемая в виде постановки и решения двух связанных задач:

– краевой изотермической задачи, в результате решения которой устанавливаются энергосиловые и кинематические параметры процесса формоизменения в температурном режиме, не выходящем за пределы термического диапазона сверхпластичности.

– задачи оптимизации с построением функции управления процессом формообразования.

Критерий оптимизации, привлекаемый для решения задач объемного формообразования, заключается в выборе в качестве целевой функции объема зоны сверхпластичности в очаге деформации. Предполагается, что указанный объем при оптимальном сочетании силовых, термических и кинематических условий достигает максимума. При этом внешней характеристикой становится средняя скорость перемещения формообразующего инструмента, а расположение области сверхпластичности диктуется конечной целью процесса – получения полуфабриката с мелкозернистой структурой.

Заключение

В соответствие сформулированной технологической стратегии поставлен и аналитически исследован класс задач формоизменения объемного типа [5-9] с частичным практическим подтверждением [10].

Список литературы

1. Рудской А.И., Рудаев Я.И. Механика динамической сверхпластичности алюминиевых сплавов. – СПб: Наука, 2009. – 217с.
2. Вайнблат Ю.М., Шаршагин Н.А. Динамическая рекристаллизация алюминиевых сплавов // Цветные металлы. – 1984. – №2. – С. 67-70.
3. Рудаев Я.И. О фазовых переходах в сверхпластичность // Проблемы прочности. – 1990. – №10. – С. 50-54.
4. Кийко И.А. Пластическое течение металлов // Научные основы прогрессивной техники и технологии. – М.: Машиностроение, 1985. – С. 102-133.
5. Рудаев Я.И. Моделирование процесса прямого прессования полосы в режимах сверхпластичности // Вісн. Дніпропетр. універс. – 2012. – Т.20. – №5. – С. 109-119.
6. Рудаев Я.И., Сулайманова С.М. Ташбаев Ч.К. Теория обратного выдавливания в режимах сверхпластичности // НТВ СПбГПУ. – 2010. – №1. – С. 91-102.
7. Платонов В.В., Рудаев Я.И., Чашников Д.И. Прессование прутка с использованием сверхпластичности // Вопросы материаловедения. – 1996. – №3 (6). – С. 29-39.
8. Рудаев Я.И. Моделирование прессопрокатки листа с использованием сверхпластичности // НТВ СПбГПУ. – 2005. – №2. – С.57-64.
9. Rudaev Ya.J., Sulaimanova S.M. About optimization of process pressing of a plate with use of superplasticity // Actual problem of control theory; to pology and operation equations. – Shaker Verlag Aachen. – 2009. – pp. 179-185.
10. Кунеев В.И., Пазылов Ш.Т., Рудаев Я.И., Чашников Д.И. технологии динамической сверхпластичности // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2002. – №6. – С. 62-70.

УДК 65.011.56

ОПТИМИЗАЦИЯ АЛГОРИТМА РАСЧЕТА КУЗОВА АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА НА ПРИМЕРЕ ВАЗ 21703-21-045 LADA PRIORA

Зонов А.В., Кропачева А.С.

Вятский государственный университет, Киров

Ключевые слова: расчет кузова автотранспортного средства, конечно-элементная расчетная схема, метод конечных элементов, параллельные схемы расчета, сокращение времени расчета.

Аннотация. В статье представлены результаты расчета кузова автотранспортного средства по модифицированной и параллельной конечно-элементной схеме. Показано сокращение временных показателей расчета, а также повышение точности вычислений напряжений и перемещений в узлах конструкции.

Для повышения безопасности автотранспортного средства необходим четкий контроль над всеми этапами его производства. На стадии разработки конструкции будущего автомобиля информацию о его надежности получают расчетным путем, поэтому используемый алгоритм расчета должен быть максимально приближен к фактическим нагрузкам.

На практике применяются различные высокоэффективные методы расчета, одним из которых является метод конечных элементов. В классической конечно-элементной схеме первоначально рассчитываются узловые перемещения, и только затем с помощью аппроксимационных функций вычисляются напряжения в узлах элементов. Такая последовательность действий в указанной расчетной схеме приводит к погрешности найденных значений напряжений, которые являются более критичными параметрами конструкции.

В данной работе была использована модифицированная схема, в которой напряжения от нагрузок вычисляются в первую очередь. Кроме точности вычислений, важным критерием является расчетное время, за которое можно получить результаты. Оптимизацию времени расчета можно провести несколькими способами: 1) за счет модификации метода; 2) за счет использования параллельных схем вычислений.

За основу был взят кузов автомобиля ВАЗ 21703-21-045 LADA PRIORA, схема разбиения которого на конечные элементы представлена на рисунке 1 [1].

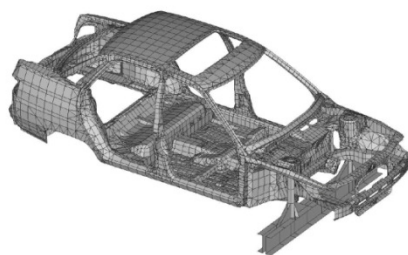


Рисунок 1 – Конечно-элементная схема разбиения кузова автомобиля ВАЗ 21703-21-045 LADA PRIORA

Рассчитывались напряжения и перемещения по передним стойкам кузова в программной системе конечно-элементного анализа ANSYS при воздействии естественных нагрузок. Результаты вычислений приведены в таблице 1 «Расчет напряжений и перемещений», временной показатель представлен в таблице 2 «Анализ времени расчета».

Таблица 1 – Расчет напряжений и перемещений

Метод расчета	Количество узлов	Макс. напряжение, Т/м ²	Макс. перемещение, мм
Классический МКЭ, ANSYS	480	-15,74	100,1407
Модифицированный МКЭ, ANSYS	480	-17,81	102,9651
Параллельный классический МКЭ, ANSYS (4 ядра)	480	-17,81	102,9651

Таблица 2 – Анализ времени расчета

Метод расчета	Количество узлов	Время, с
Классический МКЭ, ANSYS	480	54
Модифицированный МКЭ, ANSYS	480	63
Параллельный классический МКЭ, ANSYS (4 ядра)	480	56

Полученные напряжения по модулю получились выше в случае использования модифицированной схемы. Это позволит при проектировании задать более точные параметры при выборе материала и размеров элементов. По времени параллельный алгоритм выигрывает у последовательной схемы, пусть и незначительно. Это объясняется тем, что преимущество параллельного алгоритма в выполнении расчета для нескольких узлов в данном случае не так заметно из-за передачи данных между вычислительными узлами. Использование модифицированной конечно-элементной схемы с параллельной реализацией требует дополнительной проверки на примерах расчета более сложных элементов автомобильной конструкции.

Список литературы

1. Алгоритмическое обеспечение метода конечных элементов [Электронный ресурс] : /Самарский обл. центр новых инф. технологий. – ЦНТИ СГАУ, 2013. – Режим доступа: <http://cnit.ssau.ru/TechFEM/AlgorithmFEM.htm>. – Загл. с экрана.

УДК. 624.075+624.042.8

МЕТОД РАСЧЕТА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОГО КАРКАСА НА ДЕЙСТВИЕ УДАРНОЙ ИЛИ ВЗРЫВНОЙ НАГРУЗКИ НА КОЛОННЫ

*Белов Н.Н., Югов Н.Т., Копаница Д.Г., Копаница Г.Д., Югов А.А.,
Капарулин С.Л., Пляскин А.С., Каличкина А.С.*

Томский государственный архитектурно-строительный университет, Томск.

Ключевые слова: железобетонная рама, остаточный импульс, частота собственных колебаний, динамическая нагрузка, форма разрушения.

Аннотация. Предложен метод расчета несущей способности железобетонного каркаса при действии ударной или взрывной нагрузки на колонны. Расчет несущей способности каркаса разбивается на два этапа.

На первом этапе в рамках программного комплекса «РАНЕТ-3» рассчитываются разрушения материала колонны и остаточный импульс в ней при ударно волновом нагружении.

Результаты этого решения принимаются в качестве начальных условий для расчета несущей способности каркаса в среде APM Civil Engineering-11.

Верификация данного метода проведена на примере расчета однопролетной железобетонной рамы на совместное действие статической и ударной нагрузок.

Введение

Действие ударных и взрывных нагрузок на одну или несколько колонн каркаса может вызвать их разрушение и не привести к обрушению здания. При расчете конструкций каркаса на удар или взрыв необходимо решение промежуточной ударно-волновой задачи в рамках механики сплошной среды для обоснования расчетной схемы последующего квазистатического расчета в среде инженерного пакета программ.

Таким образом, инженерный расчет несущей способности каркаса при действии ударной или взрывной нагрузки на колонны может быть проведен в два этапа. На первом этапе по результатам расчета на ударно-волновое нагружение определяются схемы локального разрушения колонны и остаточный импульс. На втором этапе проводится квазистатический расчет.

Нагрузка на колонну принимается по значению остаточного импульса, т.е. количества движения, приобретенного колонной от действия ударно-волновой нагрузки. Локальное разрушение от удара учитывается в квазистатическом расчете введением переменной по высоте жесткости колонны.

В данной работе в рамках механики сплошной среды проведен расчет прочности железобетонных колонн на действие поперечного удара. Определены формы разрушения и значения остаточного импульса. Рассмотрен расчет железобетонных колонн при подрыве на боковой поверхности безоболочечного цилиндрического заряда взрывчатого вещества (ВВ).

Верификация данного подхода к расчету несущей способности железобетонного каркаса, при действии ударной или взрывной нагрузки

проведены на примере расчета однопролетной железобетонной рамы на совместное действие статической нагрузки на ригель и поперечного удара на колонну [1].

Для исследования поведения материалов в условиях высокоскоростного удара, взрыва и воздействия мощных потоков энергии на вещество в [2-4] предложена математическая модель, описывающая поведения конструкционных материалов при ударно-волновом нагружении с учетом больших деформаций, неупругих эффектов, фазовых превращений, в том числе полиморфных, и разрушения.

Динамическое разрушение как пластичных, так и хрупких материалов в рамках данной модели рассматривается как процесс роста и слияния микродефектов под действием образующихся в процессе нагружения напряжений.

Обобщения модели на бетон и железобетон проведено в [5,9]. В рамках данной модели проведено исследование прочности бетонных, железобетонных и стальных трубобетонных колонн на неоднократные продольные удары падающего груза на копровой установке [6,10-13]. Рассмотренные выше модели поведения сред сложной структуры в условиях ударно-волнового нагружения реализованы в программном комплексе РАНЕТ-3 [14], предназначенном для решения задач удара и взрыва в полной трехмерной постановке модифицированным на решение динамических задач методом конечных элементов [3,5,6].

Сначала решается ударно-волновая задача с использованием программного комплекса «РАНЕТ-3». Результаты этого решения применяются в качестве начальных условий для проведения квазистатического расчета на совместное действие статических сил от эксплуатационной нагрузки и эквивалентной динамической нагрузки в среде APM Civil Engeneering-11[15].

1. Исследование разрушения и остаточного импульса в железобетонной колонне при поперечном ударе жестким индентором

Для расчета прочности железобетонных колонн на удар стальным цилиндрическим индентором диаметром 20 мм и высотой 162 мм использован программный комплекс «РАНЕТ-3». Исследование проведено в диапазоне скоростей удара 15-100 м/с. Масса индентора 0,4 кг. Колонны представляют четырехгранные бетонные призмы 50x50x700 мм, армированные каркасом. Было рассмотрено три типа армирования. В первом варианте диаметр продольной арматуры $d=3$ мм, во втором – 4 мм, в третьем – 5 мм. Поперечное армирование проводилось стальной проволокой диаметром $d_l = 2$ мм с шагом 30 мм. При всех видах армирования защитный слой из бетона одинаков и равен 5 мм. Верификация модели проведена для скорости удара 58,4 м/с.

Сравнение данных математического моделирования с результатами экспериментов представлено на рисунке 1, на котором изображена картина разрушения модели колонны третьего типа со стороны тыльной поверхности.

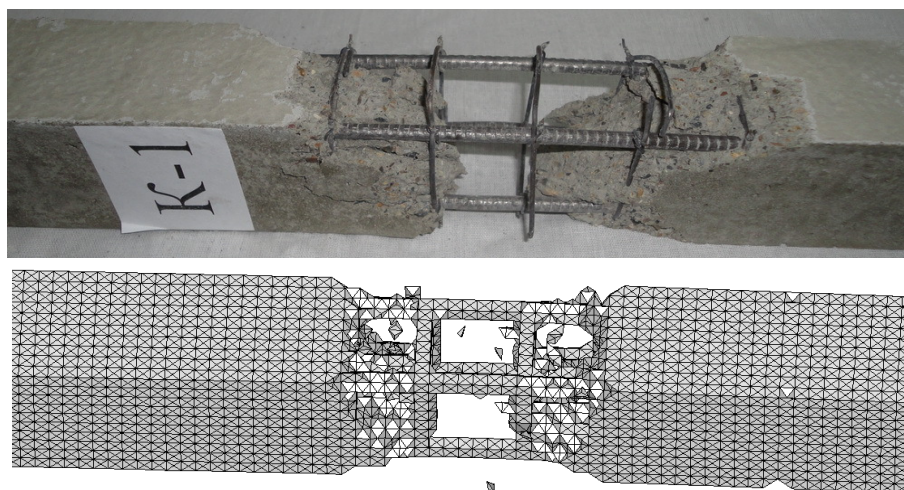


Рисунок 1 – Картина разрушения колонны третьего типа армирования после удара индентором со скоростью 58,4 м/с

Удар нанесен по центру лицевой поверхности между поперечными стержнями арматуры. В колонне образовалось сквозное разрушение, характерный размер которого значительно превышает размер индентора. Оголились стержни продольной и поперечной арматуры. Со стороны боковых поверхностей произошло разрушение защитного слоя бетона. В верхней части колонны продольная арматура оголилась на расстоянии 60 мм. С тыльной стороны произошло откольное разрушение, в результате которого продольная арматура оголилась на 120 мм по длине. Картина разрушения колонны по результатам вычислительного эксперимента, хорошо согласуется с картиной разрушения, полученной экспериментально. Однако следует заметить, что в расчете защитный слой бетона с тыльной стороны колонны поврежден меньше, чем в эксперименте.

Расчет колонн на поперечный удар недеформируемым стальным индентором проведен для скоростей 15 м/с, 30 м/с, 54,8 м/с, 63,3 м/с и 100 м/с. Как и в предыдущем случае удар наносился между поперечными стержнями. В расчетах учтены три типа армирования. Полученные результаты приведены в таблице 1, в которой приведена величина остаточного поперечного импульса I_1 после удара по колоннам с различным процентом армирования и с разными скоростями.

Таблица 1 – Величина остаточного поперечного импульса I_1 (кг м/с) в колоннах после удара недеформируемым индентором.

тип армирования	скорость удара, м/с	15	30	54,8	63,3	100
1	I_1 , кг м/с	4,565	9,257	6,893	5,825	4,658
2	I_1 , кг м/с	3,984	8,880	7,385	6,207	4,890
3	I_1 , кг м/с	2,358	8,248	6,945	4,870	2,438

Независимо от процента армирования при скоростях встречи 15 м/с и 30 м/с индентор застревал в теле колонны, не пробив ее.

При скорости удара 54,8 м/с и выше индентор пробивал тело колонны независимо от типа армирования. Зависимости остаточного поперечного

импульса I_1 от скорости удара приведены на рисунке 2. В связи с выбросом разрушенного бетона из тела колонны его величина резко падает. Для модели второго типа при скорости удара 54,8 м/с $I_1 = 7,385$ кг м/с. Для двух других типов моделей при данной скорости удара импульс практически одинаков и равен, приблизительно 6,9 кг м/с.

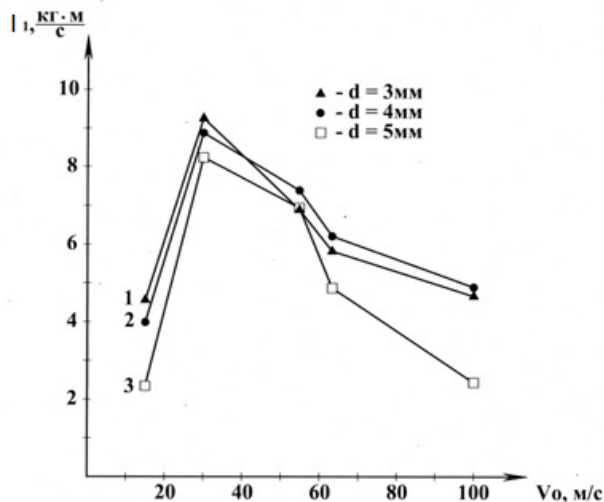


Рисунок 2 – Зависимость величины остаточного поперечного импульса I_1 в модели колонны от скорости удара.

При увеличении скорости удара происходит падение значений остаточного импульса. Для колонны с рабочей арматурой диаметром 5 мм, при скорости удара 100 м/с его величина близка к значению, вычисленному для скорости удара 15 м/с ($I_1 = 4,658$ кг м/с).

2. Расчет остаточного импульса в железобетонной колонне при подрыве на боковой поверхности безоболочечного цилиндрического заряда взрывчатого вещества

При математическом моделировании поведения колонны при контактном взрыве необходимо интегрировать две системы дифференциальных уравнений, одна из которых описывает движение продуктов детонации, другая – поведение железобетона при действии продуктов детонации. Возможен и более простой способ решения задачи. Действие продуктов детонации на мишень можно заменить действием импульсной нагрузки, моделирующей контактный взрыв заряда ВВ. При таком подходе решается только система уравнений, описывающая поведение материала колонны.

Величину суммарного импульса I_s , переданного колонне продуктами детонации при взрыве цилиндрического заряда ВВ высотой h и диаметром d_0 , согласно [16] можно определить по формуле:

$$I_s = \frac{p_0 M \left[1 - (1 - 0,8\omega_0)^5 (1 + 4\omega_0) \right]}{20 \rho_{OH} \omega_0^2 D_n (1 - 0,8\omega_0)^5}, \quad (1)$$

где $M = \pi r_0^2 h \rho_{OH}$ – масса заряда; p_0 – давление на контактной поверхности в

точке на оси симметрии в момент выхода детонационной волны на поверхность раздела материалов;

$\rho_{он}$ – плотность ВВ; $\omega_0 = \frac{u_0}{D_n}$; u_0 – начальная скорость границы раздела

«твердое тело – продукты детонации»; D_n – скорость детонации.

Увеличение импульса заряда, переданного продуктами детонации твердому телу, при увеличении длины заряда происходит лишь до определенного предела. При увеличении длины заряда выше значения

$h_{кр} = \frac{9}{2}r_0$ увеличение импульса не должно наблюдаться. При этом, длина его

активной части равна $h_a = \frac{4}{9}h_{кр}$. Учитывая это обстоятельство в формуле

необходимо вместо массы заряда использовать массу его активной части. Если длина заряда $h_{кр} < \frac{9}{2}r_0$, то активная масса заряда определяется объемом

усеченного конуса, высота которого равна $h_a = \frac{4}{9}h$. Масса активной части

заряда выражается в этом случае следующей зависимостью [16].

$$M_a = \pi r_0^2 \rho_{он} \left(\frac{4}{9}h - \frac{8}{81} \frac{h^2}{r_0} + \frac{16}{2187} \frac{h^3}{r_0^2} \right). \quad (2)$$

Предположим теперь, что удельный импульс i_r распределяется на поверхности колонны по параболическому закону. Причем на расстоянии, равном радиусу заряда r_0 , его величина составляет половину от величины на оси симметрии, а эпюра давления на оси симметрии, имеет треугольную форму с максимумом p_0 и длительностью T . С учетом этого, действие продуктов детонации на лицевую поверхность колонны можно заменить действием импульса давления, которое в зоне контакта имеет вид:

$$p(r,t) = p_0 \left(1 - \frac{t}{T} \right) \left[1 - 0,5 \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right], \quad (3)$$

где $T = \frac{2I_s}{\pi r_0^2 p_0}$ – время действия импульса давления на поверхность колонны.

Величину ω_0 можно определить графоаналитическим методом. При взаимодействии продуктов детонации с твердым телом в последнем возникает ударная волна, интенсивность которой определяется характеристиками ВВ. В зависимости от плотности твердого тела в продукты детонации отражается либо волна вторичного сжатия, начальная интенсивность которой определяется зависимостью [16]:

$$u_x = \frac{D_n}{(n+1)} \left[1 - \frac{\sqrt{2n} \left(\frac{p_x}{p_n} - 1 \right)}{\sqrt{(n+1) \frac{p_x}{p_n} + (n-1)}} \right], \quad (4)$$

либо волны разряжения. В этом случае

$$u_x = \frac{D_n}{(n+1)} \left\{ 1 + \frac{2n}{(n-1)} \left[1 - \left(\frac{p_x}{p_n} \right)^{\frac{(n-1)}{2n}} \right] \right\}, \quad (5)$$

где n – показатель изэнтропы; p_n – давление в точке Чепмена – Жуге;

p_x, u_x – давление и массовая скорость в продуктах детонации на поверхности твердого тела.

Решение этих уравнений совместно с уравнением ударной адиабаты материала твердого тела, на поверхности которого произошел подрыв ВВ,

$$p = \rho_0 D u, \quad (6)$$

где $D = c_0 + s_0 u$ – скорость ударной волны, полностью определяет решение задачи о нахождении давления p_0 на границе раздела сред. [18, 22].

Численные значения коэффициентов C_0 и S_0 для некоторых материалов, а также экспериментальные параметры детонационных волн в конденсированных ВВ приведены в [6,16,17].

В [6,17] графоаналитическим методом проведено решение задачи о нахождении начального давления p_0 и массовой скорости u_0 при подрыве заряда ТГ 50/50 плотность $\rho_{он} = 1,68$ г/см³ ($D_n = 7650$ м/с, $p_n = 24,8$ ГПа, $n = 3$) на поверхности бетонной плиты ($\rho_{он} = 2,2$ г/см³, $c_0 = 0,233$ см/мкс, $s_0 = 1,51$). При подрыве заряда на поверхности бетонной плиты в продукты детонации отражается волна разгрузки. Начальное давление на границе раздела «бетон – продукты детонации» $p_0 = 22,5$ ГПа ($u_0 = 0,205$ см/мкс).

Рассмотрим результаты математического моделирования процесса подрыва на боковых поверхностях рассматриваемых трех типов железобетонных колонн, двух безоболочечных зарядов ВВ ТГ 50/50 массой $M = 23,75$ г ($r_0 = 1$ см, $h = 4,5$ см, $M_a = 3,52$ г) и массой $M = 190$ г ($r_0 = 2$ см, $h = 9$ см, $M_a = 28,15$ г). При подрыве заряда массой 23,75 г в железобетонной колонне в течении времени $T = 0,674$ мкс передается суммарный импульс $I_s = 2,384$ кг м/с, при подрыве заряда массой 190 г $I_s = 19,0706$ кг м/с, $T = 1,349$ мкс.

На рисунках 3, 4 представлены зависимости изменения величины поперечного импульса в колоннах от времени процесса при подрыве на их боковых поверхностях зарядов массой 23,75 г и 190 г.

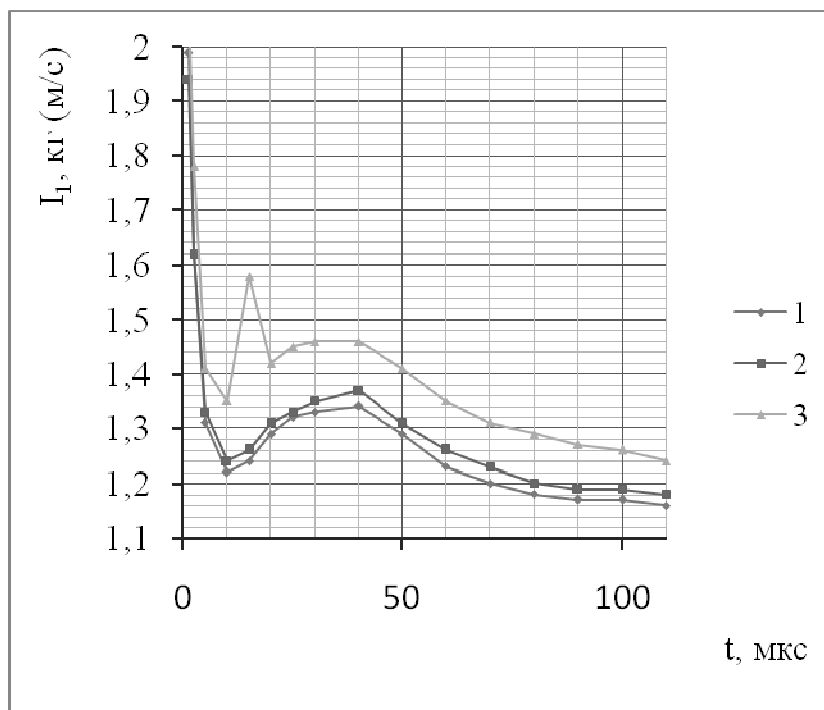


Рисунок 3 – Зависимость поперечного импульса в колонне от времени процесса при подрыве заряда массой 23,75 г.

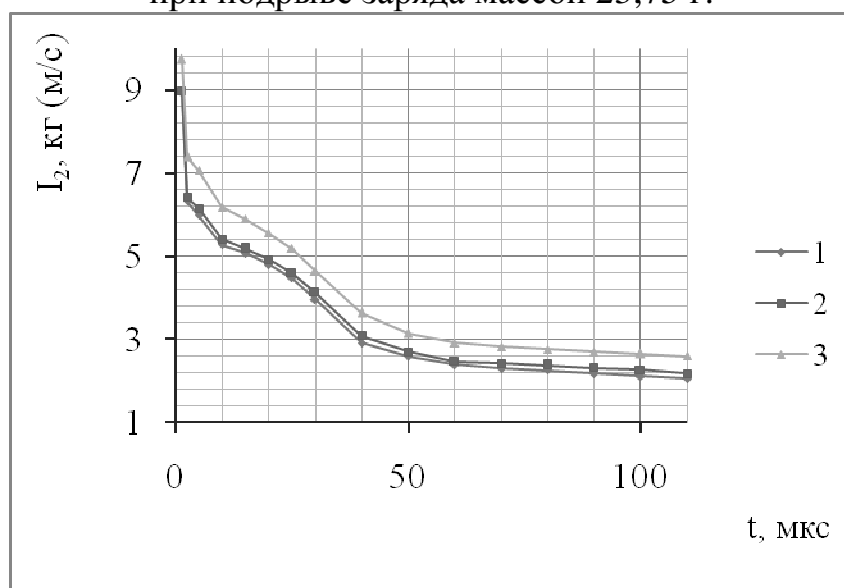


Рисунок 4 – Зависимость поперечного импульса в колонне от времени процесса при подрыве заряда массой 190 г.

При подрыве на поверхности колонны заряда массой 23,75 г. не происходит сквозного пробития колонн не зависимо от способа их армирования.

С боковых поверхностей колонн под зарядом защитный слой бетона поврежден. С тыльной стороны наблюдается откольное разрушение, в результате чего происходит оголение продольных стержней на расстоянии равном, примерно 5 см. С лицевой стороны продольные стержни оголились, примерно, на 11см. Стержни поперечного армирования под зарядом не разрушены. При армировании колонны по первому типу величина поперечного

импульса в колонне за 10 мкс изменилась от 1,99 кг м/с до 1,22 кг м/с (рис. 3, кривая 1).

В последующие моменты времени в начале происходит его рост до величины 1,34 кг м/с ($t = 40$ мкс), а затем уменьшение до величины 1,17 кг м/с.

С увеличением диаметра продольной арматуры происходит и рост поперечного импульса в колонне. При армировании по третьему типу (рис. 3, кривая 3) величина поперечного импульса изменяется от 2,07 кг м/с в момент времени 1,25 мкс до величины 1,35 кг м/с в момент времени 10 мкс. Кривая 3 на рис. 4 идет практически параллельно кривой 1. В момент времени 100 мкс величина поперечного импульса в колонне армированной по третьему типу, примерно на 7% выше, чем в предыдущем случае ($I_t = 1,26$ кг м/с).

При подрыве на боковой поверхности колонн открытого заряда ВВ массой 190 г происходит более сильное разрушение бетонного тела колонны под зарядом. В колоннах не зависимо от способа их армирования к моменту времени 30 мкс образуется сквозное разрушение с выкрошиванием бетона и с боковых поверхностей, что приводит к полному оголению стержней. Поперечные стержни под зарядом разрушены. С лицевой стороны колонны продольные стержни оголились примерно на 18-19 см, с тыльной стороны на 14-15 см. На рис. 4 представлена зависимость изменения величины поперечного импульса в колонне от времени.

В колонне, армированной по первому типу, величина поперечного импульса падает с течением времени от 8,95 кг м/с при $t = 1,25$ до 2,04 кг м/с при $t = 110$ мкс (рис. 4, кривая 1).

Как и в предыдущем случае с ростом диаметра продольной арматуры происходит и рост остаточного поперечного импульса. На кривой 3 представлена зависимость изменения поперечного импульса в колонне, армированной продольными стержнями диаметром 5 мм. Данная кривая лежит в плоскости продольный импульс – время выше кривой 1.

В момент времени 100 мкс величина остаточного импульса в колонне армированной по третьему типу, на 25% выше, чем по первому ($I_t = 2,64$ кг м/с).

Следует заметить, что величина остаточного поперечного импульса в колонне при ударе по ее поверхности жестким индентором с ростом диаметра продольной арматуры при фиксированной скорости удара, как правило, падала.

Полученная информация о степени повреждения моделей железобетонной колонны и остаточном поперечном импульсе при взрывном или ударном нагружении поверхности может быть использована в качестве исходных данных при постановке задачи о расчете прочности железобетонного каркаса на динамические нагрузки.

3. Исследование прочности железобетонной рамы при совместном действии статической нагрузки и поперечного удара по колонне

Модель железобетонной рамы выполнена однопролетной. Колонны высотой 700 мм и поперечным сечением 50x50 с одной консолью для монтажа ригеля. В продольном направлении колонна армирована арматурными стержнями диаметром 4мм класса Вр500, в поперечном направлении хомутами

из отожжённой проволоки Вр500, диаметром 2 мм с шагом 30 мм. Оголовки колонн армировались 4-мя сетками из стальной проволоки диаметром 1мм. Железобетонный ригель рамы в поперечном сечении имеет размеры 42x100 мм и длиной 950 мм. Армирование ригеля выполнялось в продольном направлении четырьмя стержнями диаметром 6 мм класса А240, в поперечном направлении хомутами из стальной проволоки диаметром 2 мм.

Монтаж колонн с ригелем осуществлялся путем сварки металлических закладных деталей замоноличенных в консольной части колонны и опорной части ригеля. Соединение опорной части колонны с подколонником выполнено жестким.

Модель однопролетной рамы была изготовлена из цементно-песчанной смеси с соотношением компонентов по массе 1:1,6 (цемент, песок) при водоцементном отношении $W/C=0,46$. Модуль крупности песка 2,5 мм. Призменная прочность бетона опытных образцов на момент испытания составила 18,1 МПа, кубиковая 21,3 МПа.

В соответствии с программой эксперимента нагружение конструкции производилось в третьях пролета двумя сосредоточенными силами по 15 кН каждая. Динамическая поперечная нагрузка прикладывалась в половине высоты колонны и создавалась пороховой колонкой ПКУ-1ДУ с массой ударника 0,4 кг и площадью пятна контакта 200 мм². Для создания нагрузки использован патрон Д-3 с энергоемкостью 600 Дж.

В результате экспериментальных исследований получена картина разрушения колонны плоской железобетонной рамы. Определены динамические свойства конструкции до и после приложения динамической нагрузки.

Действие удара привело к местному разрушению колонны с выносом части бетона. Совместное действие удара и статической нагрузки вызвало потерю устойчивости арматуры в зоне разрушения и общие деформации рамы (рисунок 5). Действие статических сил вызвало наклон рамы в сторону разрушенной колонны.



Рисунок 5 – Модель рамы после разрушения колонны

Анализ динамических свойств конструкции железобетонной рамы до и после действия ударной нагрузки показал, что конструкция подверженная только вертикальной статической нагрузки работала с частотой собственных колебаний по основному тону 48,84 Гц. После действия поперечного удара и локального разрушения колонны, частота собственных колебаний рамы по основному тону снизилась до 28,36 Гц. Расчет напряженно-деформированного состояния железобетонной рамы, определение частот собственных колебаний и соответствующих им форм колебаний проведен методом конечных элементов с использованием пакета программ APM Civil Engineering Prof v 11 [15].

Расчетная схема рамы принята с учетом локального разрушения колонны, рассчитанного в программном комплексе «РАНЕТ-3» [14]. На ригель в третьях пролета действует две сосредоточенные силы по 15,0 кН. Конфигурация рамы с вынесенным сечением приведены на рисунке 6.

В зоне разрушения приложена эквивалентная нагрузка осей импульса, значение которого определено из разницы между импульсами ударника и вынесенного бетонного сечения. Величина остаточного импульса 5,825 кг·м/с. Результаты расчетов представлены в виде форм колебаний и соответствующих им картин напряженного состояния.

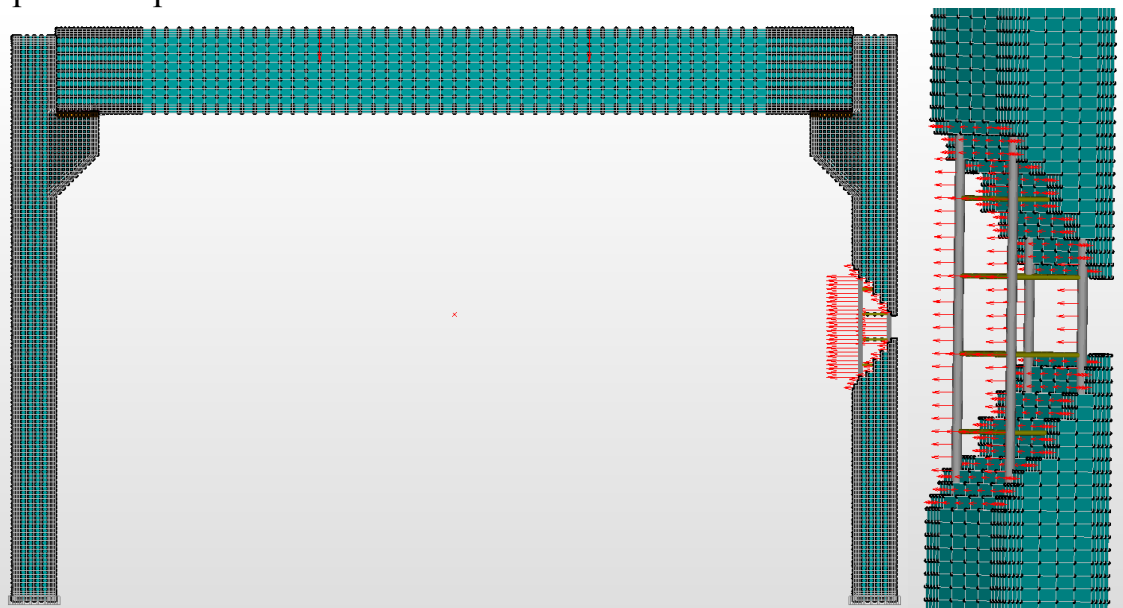


Рисунок 6 – Начальная конфигурация рамы с вынесенным сечением.

Картина напряженного состояния и разрушения рамы при статической нагрузке на ригель и действие остаточного импульса в колонне показаны на рис.7. Полученная расчетом деформированная схема и форма разрушения рамы качественно согласуется с экспериментальной.

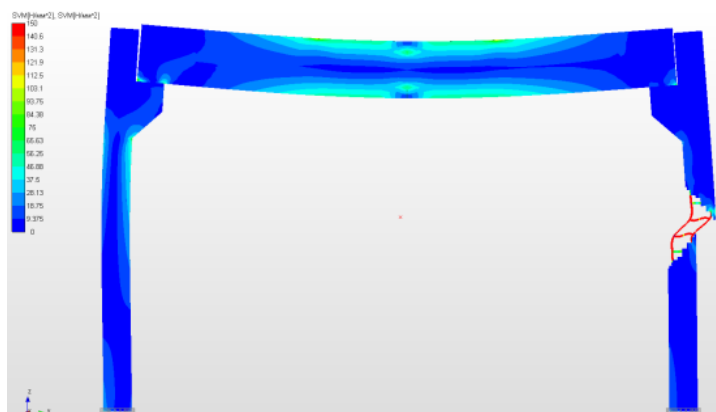


Рисунок 7 – Картина напряженно-деформированного состояния в железобетонной раме или статической нагрузке на ригель и действия остаточного импульса в колонне.

Результаты численного эксперимента по определению частот собственных колебаний железобетонной рамы на вычислительном комплексе АРМ, показали, что при статическом нагружении частота собственных колебаний по основному тону составила 41,9 Гц. После локального разрушения колонны действием поперечного удара собственная частота рамы снизилась до 27,93 Гц. Отклонение результатов численного эксперимента от экспериментальных исследований динамических свойств конструкций железобетонной рамы составили при статическом нагружении 14,2%, при динамическом 1,5%.

Проведенное сравнение данных эксперимента и математического моделирования дает основание сделать вывод о том, что рассмотренный выше метод может быть использован при расчете конструкции рамы на совместное действие статической и ударной нагрузок.

Список литературы

1. Копаница Д.Г., Капарулин С.Л., Пляскин А.С., Устинов А.М.. Экспериментальные исследования модели железобетонной рамы при разрушении колонны ударной нагрузкой // Вестник ТГАСУ. – 2013. – №4(41). – С 175-183.
2. Белов Н.Н., Демидов В.Н., Ефремова Л.В.. Компьютерное моделирование динамики высокоскоростного удара и сопутствующих физических явлений // Известия вузов. Физика. – 1992. – Т.35. – №8. – С. 5-48.
3. Белов Н.Н., Югов Н.Т., Копаница Д.Г., Югов А.А. Динамика высокоскоростного удара и сопутствующие физические явления // Northampton. – Томск: STT, 2005. – 356 с.
4. Белов Н.Н., Копаница Д.Г., Югов Н.Т.. Математическое моделирование динамической прочности конструкционных материалов. // Том 3. Физика ударных волн. Динамическое разрушение твердых тел. – Томск: STT, 2010. – 318 с.

5. Белов Н.Н., Копаница Д.Г., Кумпяк О.Г., Югов Н.Т. Расчет железобетонных конструкций на взрывные и ударные нагрузки. – Томск: Изд-во STT, 2004. – 466 с.
6. Белов Н.Н., Кабанцев О.В., Копаница Д.Г., Югов Н.Т. Расчетно-экспериментальный метод анализа динамической прочности элементов железобетонных конструкций. – Томск: SST, 2008. – 292 с.
7. Белов Н.Н., Югов Т.Т., Копаница Д.Г., Югов А.А. Модель динамического разрушения мелкозернистого бетона // Вестник ТГАСУ. – 2005. – №1. – С.14-22.
8. Белов Н.Н., Югов Н.Т., Дзюба П.В., Копаница Д.Г., Кабанцев О.В., Югов А.А. Математическое моделирование процессов динамического разрушения бетона // МТТ. – 2008. – №2. – С. 124-133.
9. Белов Н.Н., Югов Н.Т., Копаница Д.Г. и др. Разрушение железобетонных плит при высокоскоростном ударе // Вестник ТГАСУ. – 2007. – №2 – С. 10-19.
10. Белов Н.Н. Югов Н.Т., Копаница Д.Г., Кабанцев О.В., Капарулин С.Л., Югов А.А., Овечкина А.Н. Экспериментальные исследования железобетонных колонн на неоднократный продольный удар // Вестник ТГАСУ. – 2007. – №1. – С. 118-125.
11. Белов Н.Н., Югов Н.Т., Копаница Д.Г., Кабанцев О.В., Югов А.А., Овечкина А.Н. Расчет прочности железобетонных колонн на повторный продольный удар // ПМТФ. – 2008. – Т.49. – №1. – С.181-190.
12. Белов Н.Н., Югов Н.Т., Копаница Д.Г. и др. Расчет прочности стальных трубобетонных моделей колонн на однократный продольный удар // Вестник ТГАСУ. – 2009. – №4. – С. 68-77.
13. Белов Н.Н., Югов Н.Т., Копаница Д.Г. и др. Исследование прочности моделей стальных трубобетонных и железобетонных колонн на неоднократный торцевой удар падающего груза расчетно-экспериментальным методом // Механика композиционных материалов и конструкций. – 2010. – Т.16. – №2. – С. 181-190.
14. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2010611042. – 2010.
15. Программа APM Structure d3D. Сертификат соответствия №DOCC RU. СП 15. Н00524//Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии.
16. Баум Ф.А., Орленко Л.П., Станюкович К.П. и др. Физика взрыва. – М.: Наука, 1975. – 704 с.
17. Белов Н.Н., Югов Н.Т., Копаница Д.Г., Кабанцев О.В., Стуканов А.Л., Югов А.А., Овечкина А.Н. Расчет прочности бетонных и железобетонных колонн при контактном взрыве цилиндрического заряда открытого взрывчатого вещества // Вестник ТГАСУ. – 2006. – №2. – С. 5-20.

УДК 621.01

ЭВОЛЮЦИЯ СТРУКТУРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЕФОРМАЦИИ В ПРИПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЯХ ОБРАЗОВ ИЗ НИЗКОЛЕГИРОВАННОЙ СТАЛИ

Копаница Д.Г.¹, Устинов А.М.¹, Потеекаев А.И.², Клопотов А.А.^{1,2}

¹Томский государственный архитектурно-строительный университет,

*²Национальный исследовательский Томский государственный университет,
Томск*

Ключевые слова: макродеформация, структурные элементы деформации, цифровые стереоскопические изображения, визуализация деформации поверхностного слоя.

Аннотация. В работе представлены картины деформации поверхностного слоя, полученные на испытательной машине «Universal Testing Machine 4500» с использованием цифровой оптической системы Vic-3D на образцах из низколегированной стали. Установлено, что на поверхности образцов в процессе деформации сжатием образуются пространственные структурные элементы деформации с характерными размерами и их взаимным расположением в зависимости от степени деформации.

При исследовании деформации кристаллических твердых тел подход, основанный на использовании традиционных дислокационных механизмов, используют схему Тейлора. Применение этой схемы позволяет при помощи пяти систем скольжения в объеме кристалла получить полное формирование без нарушения сплошности [1]. Для описания деформации на поверхности кристаллических твердых тел требуется уже меньшее число систем скольжения. Это обусловлено уменьшением числа степеней свободы с трех до двух. С другой стороны в [2] показано, что пластические сдвиги зарождаются на межзеренных границах, которые являются источниками концентрации напряжений на мезоуровне. Наибольший уровень напряжений наблюдается вблизи тройных стыков зерен с существенно различными механическими характеристиками и вблизи границ, выходящих на поверхность. При этом степень неоднородности (локализации) напряженно-деформированного состояния на свободных поверхностях образца проявляется существенно сильнее, чем в объеме, и эта разница увеличивается по мере развития пластического течения. Еще одним источником концентрации напряжений и, как следствие, зарождения пластической деформации являются геометрические концентраторы более крупного масштаба – угловые точки и ребра образца.

Эта специфика деформации на поверхности кристаллических твердых тел позволяет наглядно для ее описания ввести пространственные структурные элементы деформации. Результирующее перемещение пространственных структурных элементов деформации в поле внешних напряжений происходит в результате как взаимодействия с внешним полем, так и в результате их взаимодействий друг с другом. Носителями пластической деформации (пространственными структурными элементами деформации) могут быть любые «элементы» имеющие собственное поле напряжений. Размеры этих элементов значительно больше атомных [1,2].

По своей природе носитель пластической деформации имеет макроскопические размеры, которые образуются из совокупности микроскопических. В том случае, если на расстоянии порядка нескольких характерных размеров макроносителей пластической деформации индивидуальные поля отдельных микродефектов неразличимы. В этом случае можно выделить собственное поле макроносителя пластической деформации. Здесь важно отметить, что характерные источники внутренних напряжений могут иметь самую разную природу в кристаллических твердых телах и соответственно иметь широкий спектр характерных размеров от $10 \div 100$ нм до $0,1 \div 100$ мкм. Причем сами источники внутренних напряжений могут существовать в исходном состоянии и создаваться в процессе приложения внешних напряжений [1-3].

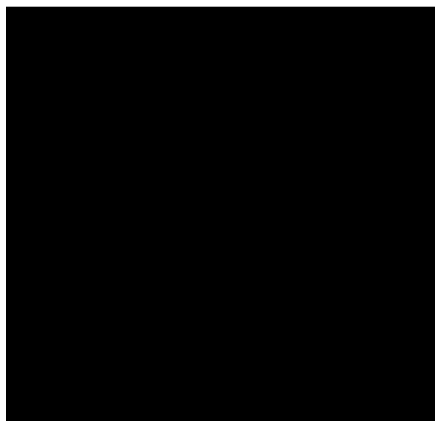


Рисунок 1 – Схема, иллюстрирующая формирование локальных смещений на поверхности образца при деформации. Локальный участок А на поверхности образца в момент времени t_0 и в момент времени t_1 после деформации и проекции смещений участка А на оси OX, OY и OZ

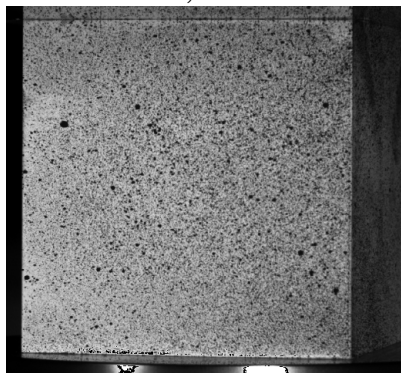


Рисунок 2 – Изображение спекл-структуры на поверхности образца

Комплексное применение современных систем для испытания материалов с применением трёхмерной цифровой оптической системы Vic-3D, которая использует стереоскопическую регистрацию полей перемещений на поверхности исследуемых объектов и элементов конструкций. Применение системы Vic-3D позволяет получить данные по микросмещениям на поверхности образца и на основе анализа выбрать для анализа пространственные структурные элементы деформации в трех осях в процессе деформационного воздействия.

Необходимо отметить, что эта методика визуализации деформаций является очень перспективной в плане изучения напряжений в реальных конструкциях, например, при эксплуатации тонкостенных цилиндрических оболочек [5].

Цель данной работы на основе комплексного использования современных систем провести исследования деформации приповерхностных слоев стальных образцов при деформации сжатием.

В основе работы цифровой оптической системы Vic3D лежит принцип корреляции цифровых стереоскопических изображений. В результате были получены данные по

перемещению микрообъемов в трехмерном пространстве (рисунок 1). Поля перемещений представляют собой проекции смещений локальных участков поверхности вдоль оси OX «поперечная деформация», вдоль оси OY «продольная деформация» и вдоль оси, OZ «поперечная деформация» (рисунок 1). Деформационная картина поверхности получается путем объединения изменений микро областей. Для этого используют спекл-структуры, которые создают искусственно на поверхности образцов. Такая обработка поверхности позволила создать поверхность с множеством контрастных точек, нанесенных нерегулярно по поверхности образца (рисунок 2).

В процессе испытания программа VicSnap позволяет вести синхронную запись изображений с двух камер. Полученные данные обрабатывались программой VIC- 3D. В результате работы программы вычислены геометрические параметры поверхности (координаты X, Y, Z для каждой анализируемой точки), а также перемещение в каждой точке (U, V и W, указывающие перемещения по осям координат X, Y и Z в трехмерном пространстве соответственно), относительные деформации (ϵ_{xx} – по оси X, ϵ_{yy} – по оси Y, ϵ_{xy} – деформации сдвига), скорости изменения перемещения и деформаций, кривизну поверхности. В качестве примера соответствующие картины полей перемещения и деформаций, полученные при деформации образца из стали размером 12×6×6 см до деформации 0,33% сжатием приведены на рисунке 3.

На приведенных картинах распределений деформационных полей видно, что на поверхности образца можно выделить пространственные структурные элементы деформации. Эти элементы при общей деформации всего образца 0,33% закономерным упорядоченным образом занимают поверхность боковой грани образца.

На рисунке 4 схематично представлена деформационная кривая при сжатии стального образца в координатах «напряжение - относительная деформация». На этой диаграмме выделяют четыре стадии. Первая стадия «I» – упругая стадия отражает линейный характер зависимости между нагрузкой и деформацией. Далее следует переходная стадия «II». На последующей стадии III коэффициент упрочнения очень маленько уменьшается близок к нулевым значениям. Зависимость $P=f(\epsilon)$ на IV стадии имеет параболический характер.

Переход от одной стадии к другой отражается в изменении распределений деформационных полей на поверхности образца и характеризуется изменением значения коэффициента упрочнения (рисунок 5).

В начальный момент на стадии I (квазилинейный участок на диаграмме «напряжение-деформация») на поверхности образца наблюдается множество хаотически распределенных областей деформации. Т.е. эти картины отражают разные значения деформации в локальных местах (рисунок 5). На картине 2 (рисунок 5) видно, что в углах образца находится область с максимальным значением относительных деформаций равным $\sim 0,378 \%$, где впоследствии образуются и начинают расти макрополосы локализованной деформации. Здесь важно отметить, что общие относительные деформации сжатия всего образца в конце этой стадии составили $\sim 0,148 \%$.

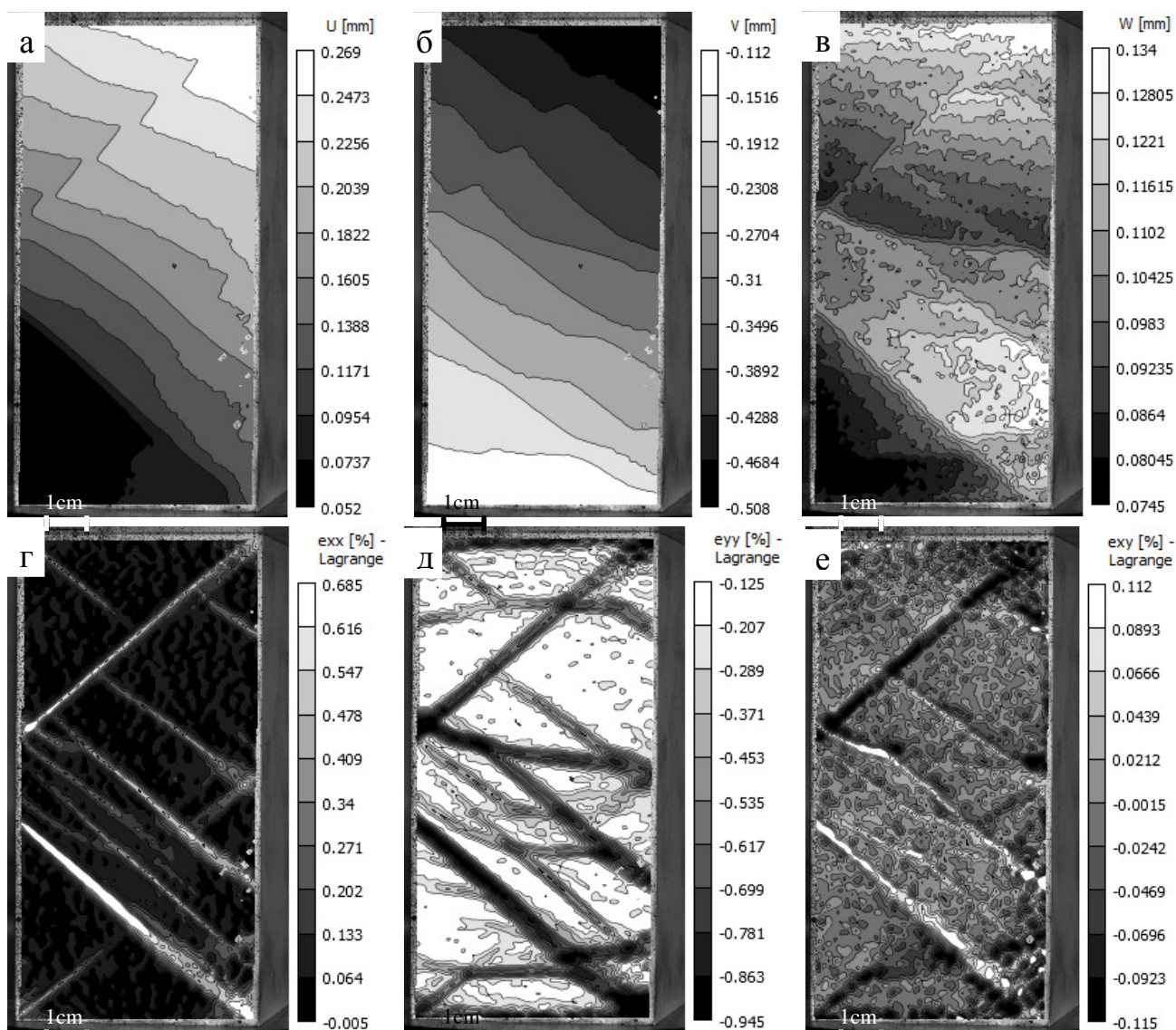


Рисунок 3 – Поля перемещений по оси X (а), по оси Y (б), по оси Z (в) и полей деформаций ϵ_{xx} (г), ϵ_{xy} (д) и ϵ_{yy} (е) согласно схеме на рисунке 1

В начальный момент на стадии I (квазилинейный участок на диаграмме «напряжение-деформация») на поверхности образца наблюдается множество хаотически распределенных областей деформации. Т.е. эти картины отражают разные значения деформации в локальных местах (рисунок 5).

На картине 2 (рисунок 5) видно, что в углах образца находится область с максимальным значением относительных деформаций равным $\sim 0,378\%$, где впоследствии образуются и начинают расти макрополосы локализованной деформации. Здесь важно отметить, что общие относительные деформации сжатия всего образца в конце этой стадии составили $\sim 0,148\%$.

Затем увеличение степени деформации всего образца до значений порядка $0,285\%$, что соответствует концу стадии II, приводит к тому, что локализованные центры деформации практически сливаются в полосы макрополосы локализованной деформации и имеют направление под углом в 45° к боковым граням образца (рис. 5. картина 3). В этих полосах деформация более значительная (достигает значений порядка $\sim 0,5\%$), что значительно

выше, чем в соседних областях между полосами деформации на поверхности образца (~ 0,1%).

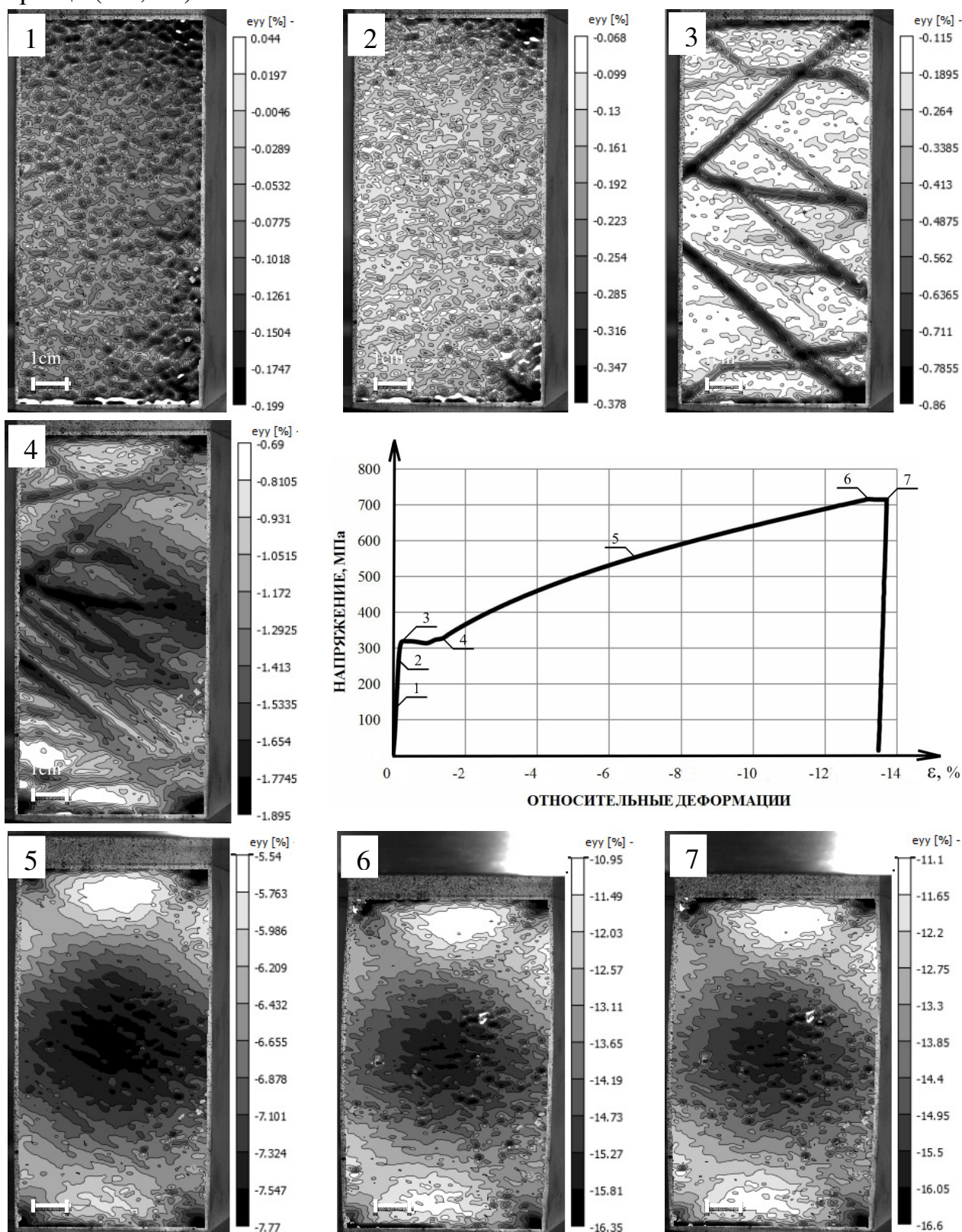


Рисунок 5 – Деформационная диаграмма в координатах «напряжение – деформация». Картины деформаций поверхности образца вдоль оси OY соответствуют точкам на кривой деформаций.

При дальнейшем увеличении нагрузки с ростом степени деформации и переходом на III стадию макрополосы полосы высоких деформаций на поверхности образца сливаются и образуют в центре макрообласть локализованную с высоким значением деформации (в центре этой области деформация достигает значений порядка 1,9 %, рисунок 5, картина 4).

Переход на IV стадию пластической деформации на поверхности образца образуются значительная по размерам и по величине макрообласть пластической деформации (рис. 5, картина 5). По мере увеличения внешней нагрузки происходит рост этой деформационной области. При этом на верхней и нижней грани образца области деформаций значительно меньше, чем в середине. В углах образца «концентраторах деформации» наблюдаются очень незначительные по площади области деформаций и в областях внутри образца величина деформаций достигает значений порядка ~16 % при общей деформации образца равной ~13,7 %.

Таким образом, переход от упругой стадии деформации (I область на деформационной кривой $\sigma=f(\epsilon)$) к пластической стадии деформации сопровождается переходом хаотического множественного распределения пространственных структурных элементов в длинные полосы с характерным распределением на поверхности образца вдоль макрополос пластической деформации от углов и боковых граней образца в центр. Начиная со стадии I и до середины IV стадии проявляется ключевая роль макрополос локализованного пластического течения в развитии деформации на поверхности исследуемой стали. В конце IV стадии макрополосы пластической деформации вырождаются.

Работа выполнена при частичной финансовой поддержке работ по проекту Министерства образования и науки Российской Федерации и государственного задания в сфере научной деятельности (проект №11.351.2014/К) при поддержке Программы «Научный фонд им. Д.И. Менделеева Томского государственного университета» (проект №8.1.42.2015).

Список литературы

1. Панин В.Е., Гриняев Ю.В., Елсукова Т.Ф., Иванчин А.Г. Структурные уровни деформации твердых тел // Известие ВУЗов. Физика. – 1982. – №6. – С. 5-27.
2. Романова В.А., Балохонов Р.Р. Численное исследование деформационных процессов на поверхности и в объеме трехмерных поликристаллов // Физическая мезомеханика. – 2009 –Т.12, №2. – С. 5-16.
3. Иванова В.С. Синергетика. Прочность и разрушение металлических материалов. – М.: Наука., 1992. – 453 с.
4. Алехин В.П. Физика прочности и пластичности поверхностных слоев материалов. – М.: Наука, 1983.
5. Гаранников В.В. Экспериментальное исследование стали 9Х2 при циклическом изменении напряжений // Современные проблемы теории машин. – 2014. – №2. – С.15-17.

ПЕРЕМЕЩЕНИЯ В КОНСОЛЬНОЙ ПЛАСТИНЕ БЕСКОНЕЧНОЙ ДЛИНЫ

Дроботов Ю.Е., Журавлев Г.А.

*Институт математики, механики и компьютерных наук им. И. И. Воровича,
Южный федеральный университет, Ростов-на-Дону*

Ключевые слова: консольная пластина, изгиб, поперечная нагрузка, классическая теория пластин, перемещения, численно-аналитическое решение.

Аннотация. В настоящей работе рассматривается задача об изгибе консольной (с жесткой заделкой) бесконечно длинной пластины сосредоточенной силой, приложенной в произвольной точке пластины. Решение разыскивается в аналитическом виде и затем сравнивается с решением, полученным методом конечных элементов.

Настоящая работа содержит решение задачи об изгибе консольной пластинки бесконечной длины, построенное в рамках классической теории изгиба тонких пластин. Как расчетная модель тела с выступом сложной формы пластина, защемленная по одной из ее длинных сторон, является перспективной с точки зрения прочностного анализа различных деталей механизмов и машин – например, зубчатых колес. При этом считается, что консольная пластинка бесконечной длины и постоянной толщины достаточно правильно отражает деформированное состояние нагруженного выступа и требует введение относительно малого числа поправочных коэффициентов.

В данной статье рассматривается задача об изгибе консольной (с жесткой заделкой) бесконечно длинной пластины поперечной сосредоточенной силой, приложенной в произвольной точке. Эта задача была впервые предложена Т. Ярамилло (Т.Т. Jaramillo) в работе [1]. Однако, решение, построенное в статье [1] применением аппарата теории вычетов, содержало ошибки, которые частично были устранены в статье [2]. В настоящей работе поставленная в [1] задача решена применением формул Гаусса-Кристоффеля для построения численно-аналитического решения. При этом получено как количественное, так и качественное уточнение результатов, показанных сравнением с решением, полученным методом конечных элементов (МКЭ).

Постановка задачи

По аналогии с работой [1] рассмотрим пластинку в форме бесконечно длинной полосы шириной A и толщиной h , закрепленную вдоль одной из ее длинных сторон. Пусть на пластину действует поперечная сосредоточенная нагрузка F , приложенная в произвольной точке пластины. Введем декартову прямоугольную систему координат $Oxyz$ так, чтобы плоскость xz совпадала со срединной плоскостью пластины, ось Oy принадлежала закрепленной грани, а нагрузка F , линия действия которой пересекает срединную плоскость в точке $P(c;0)$, лежала бы в плоскости xz .

Для облегчения последующей работы пластину разделим плоскостью $x=c$ и назовем функциями, определенными в областях $0 \leq x \leq c$ и $c \leq x \leq A$, индексы 1 и 2 соответственно. Согласно [1], если вес пластинки не учитывать, то по предположениям теории Кирхгофа перемещения $W_j(x, y)$, $j=1,2$, должны удовлетворять бигармоническому уравнению

$$\nabla^4 W_j(x, y) = 0, \quad j=1,2, \quad (1)$$

которое выполняется во всех точках рассматриваемых областей, кроме точки P приложения нагрузки.

Уравнения, устанавливающие зависимость перерезывающих сил, изгибающих и скручивающих моментов от перемещений, будут следующими:

$$\left. \begin{aligned} Q_{j,x} &= -D(W_{j,xxx} + W_{j,xyy}); \\ M_{j,x} &= -D(W_{j,xx} + \mu W_{j,yy}); \\ M_{j,xy} &= -M_{j,yx} = D(1 - \mu)W_{j,xy}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где μ – коэффициент Пуассона, а D – цилиндрическая жесткость пластины.

В защемлении прогибы и поворот краевого сечения относительно оси Oy равны нулю, т.е.

$$W(0, y) = W_{1,x}(0, y) = 0, \quad (3)$$

а на свободном крае обращаются в нуль изгибающий момент $M_{2,x}$, перерезывающая сила $Q_{2,x}$ и скручивающий момент $M_{2,xy}$. Путем замены скручивающего момента и перерезывающей силы на контуре одной силой, статически им эквивалентной, с учетом формул (2) получаем граничные условия для свободного края $x=A$ в перемещениях:

$$\left[W_{2,xx} + \mu W_{2,yy} \right]_{(A,y)} = 0, \quad (4)$$

$$\left[W_{2,xxx} + (2 - \mu)W_{2,xyy} \right]_{(A,y)} = 0. \quad (5)$$

Помимо условий (3) – (5), решение должно удовлетворять переходным условиям при $x=c$. Из требования непрерывности перемещений, сдвигов и изгибающих моментов следует:

$$W_1(c, y) = W_2(c, y), \quad (6)$$

$$W_{1,x}(c, y) = W_{2,x}(c, y), \quad (7) \left[W_{1,xx} + \mu W_{1,yy} \right]_{(c,y)} = \left[W_{2,xx} + \mu W_{2,yy} \right]_{(c,y)}. \quad (8)$$

Перерезывающая сила Q_x должна быть непрерывной вдоль $x=c$, кроме точки P приложения нагрузки, в которой Q_x претерпевает разрыв. Составим соответствующее переходное условие путем рассмотрения силовой функции $F_{(y)}$ в качестве сосредоточенной нагрузки F , где

$$\left. \begin{aligned} F_{(y)} &= f, \quad |y| \leq \delta; \\ F_{(y)} &= 0, \quad \delta < |y| < \infty, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$2f\delta = F$ при переходе к пределу при $\delta \rightarrow 0$.

Используя интегральное представление Фурье функции $F_{(y)}$, переходное условие для Q_x можно записать в виде:

$$-D[W_{1,xxx} + W_{1,yyx}]_{(c,y)} + D[W_{2,xxx} + W_{2,yyx}]_{(c,y)} = \int_0^{\infty} \frac{2f \sin(\alpha \delta)}{\pi \alpha} \cos(\alpha y) d\alpha. \quad (10)$$

Решение для перемещений в интегральной форме

Поставленная задача состоит в отыскании функций $W_j(x, y)$, $j=1,2$, являющейся решением уравнения (1), удовлетворяющим условиям (3) – (8) и (10). Представим $W_j(x, y)$ в следующем виде:

$$W_j(x, y) = \int_0^{\infty} f_j(x, \alpha) \cos(\alpha y) d\alpha, \quad (11)$$

где $f_j(x, \alpha) = (A_j + B_j \alpha x) \cosh(\alpha x) + (C_j + D_j \alpha x) \sinh(\alpha x), \quad (12)$

A_j, B_j, C_j, D_j - произвольные функции аргумента α , $j=1,2$.

Тогда, как известно, при условии существования несобственного интеграла в выражении (11) и требуемых частных производных, функция $W_j(x, y)$ является решением уравнения (1). Подставляя (11) в условия (3) – (8) и (10) и приравнивая коэффициенты при независимых от y функциях нулю, получаем систему

$$\left. \begin{aligned} f_1(0, \alpha) = f_{1,x}(0, \alpha) = 0; \\ f_{2,xx}(A, \alpha) - \alpha^2 \mu f_2(A, \alpha) = 0; \\ f_{2,xxx}(A, \alpha) - \alpha^2 (2 - \mu) f_{2,x}(A, \alpha) = 0; \\ f_1(c, \alpha) - f_2(c, \alpha) = 0; \\ f_{1,x}(c, \alpha) - f_{2,x}(c, \alpha) = 0; \\ f_{1,xx}(c, \alpha) - f_{2,xx}(c, \alpha) = 0; \\ f_{2,xxx}(c, \alpha) - f_{1,xxx}(c, \alpha) = \frac{F}{\pi D}, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

которая после подстановки выражения (12) превращается в систему из восьми уравнений с неизвестными коэффициентами A_j, B_j, C_j, D_j , $j=1,2$.

Введем безразмерные координаты ξ, η и ζ , определяемые соотношениями:

$$\xi = \frac{x}{A}, \quad \eta = \frac{y}{A}, \quad \zeta = \frac{c}{A}, \quad (14)$$

и пусть также

$$v = \alpha A. \quad (15)$$

После подстановки решения системы (13) в выражение (12), а результата – в выражение (11), в обозначениях (14) и (15) получим:

$$W_j(\xi, \eta, \zeta) = \frac{A^2 F}{2D\pi} \int_0^\infty \varphi_j(\xi, \eta, \zeta, \nu) \cos(\eta\nu) d\nu, \quad j=1,2, \quad (16)$$

$$\text{где: } \varphi_1(\xi, \eta, \zeta, \nu) = \frac{\cos(\eta\nu)}{\nu^3 \gamma(\nu)} \left\{ \begin{array}{l} a_1 \sinh[(\zeta-2)\nu] + \cosh(\zeta\nu) [\nu \xi a_2 \cosh(\xi\nu) + a_3 \sinh(\xi\nu)] - \\ - a_4 \cosh[(\zeta-2)\nu] + \nu \sinh(\zeta\nu) [a_5 \cosh(\xi\nu) + a_6 \sinh(\xi\nu)] \end{array} \right\},$$

$$\gamma(\nu) = 5 + 2\nu^2(\mu-1)^2 + \mu(\mu+2) - (\mu-1)(\mu+3) \cosh(2\nu),$$

$$a_1 = -\zeta\nu(\mu-1)(\mu+3) [\nu \xi \cosh(\nu\xi) - \sinh(\nu\xi)],$$

$$a_2 = \nu \xi [2(\zeta-1)(\mu-1)^2 \nu^2 - \mu(\mu+2) - 5],$$

$$a_3 = 5 + \mu(\mu+2) + \nu^2(\mu-1)^2 [2 + \zeta(\xi-2)],$$

$$a_4 = (\mu-1)(\mu+3) [(1 + \zeta \xi \nu^2) \sinh(\xi\nu) - \xi\nu \cosh(\xi\nu)],$$

$$a_5 = \xi\nu(\zeta-2)(\mu-1)^2, \quad a_6 = -\frac{a_4}{\xi\nu} + 2\xi [(1-\zeta)(\mu-1)^2 \nu^2 + 2(\mu+1)],$$

$$\varphi_2(\xi, \eta, \zeta, \nu) = \frac{\cos(\eta\nu)}{2\nu^3} \left\{ \begin{array}{l} \cosh(\xi\nu) \left[2(\sinh(\zeta\nu) - \zeta\nu \cosh(\zeta\nu)) + \nu(\mu-1) \frac{\sum_{i=1}^4 b_i}{\gamma(\nu)} \right] + \\ + \frac{\sinh(\xi\nu)}{\gamma(\nu)} \left[2\sinh(\zeta\nu) \sum_{i=1}^3 c_i - \xi\nu(\mu-1) \sum_{i=1}^5 d_i \right] \end{array} \right\},$$

$$b_1 = (\mu+3) \cosh[(\zeta-2)\nu],$$

$$b_2 = 4\zeta\nu^2(\mu-1) \cosh(\zeta\nu),$$

$$b_3 = -(3+\mu) \{ \cosh[(2+\zeta)\nu] + 2\zeta\nu \sinh[(\zeta-2)\nu] \},$$

$$b_4 = 2\nu(\zeta-2)(\mu-1) \sinh(\zeta\nu),$$

$$c_1 = -\zeta\nu(\mu-1) [2\nu(\mu-1) + (\mu+3) \sinh(2\nu)] \cosh(\zeta\nu),$$

$$c_2 = 2\nu [(\mu-1)^2 + \zeta\nu^2(\mu-1)^2 + 2\zeta(\mu+1)],$$

$$c_3 = (\mu-1)(\mu+3) \sinh(2\nu), \quad d_1 = 2\zeta\nu(3+\mu) \cosh[(\zeta-2)\nu],$$

$$d_2 = -2\zeta\nu(\mu-1) \cosh(\zeta\nu),$$

$$d_3 = -(\mu+3) \sinh[(\zeta-2)\nu],$$

$$d_4 = 2 [\mu + 2\zeta\nu^2(\mu-1) - 1] \sinh(\zeta\nu), \quad d_5 = -(\mu+3) \sinh[(\zeta+2)\nu].$$

Численно-аналитическое решение задачи

Далее для простоты демонстрации метода, а также исходя из особенностей применения модели пластины для расчета зуба зубчатой передачи, будем рассматривать всюду случай, соответствующий $j=1$.

Для вычисления несобственных интегралов (16) воспользуемся аппаратом численного интегрирования, а именно – формулами Гаусса-Кристоффеля, предполагающими следующее представление интеграла:

$$I_1 = \int_a^b \varphi_1(\nu) \cos(\eta\nu) \rho(\nu) d\nu \approx \sum_{k=1}^n c_k \varphi_1(\nu_k) \cos(\eta\nu_k), \quad (17)$$

где параметры c_k носят название весов, а значения x_i - узлов формулы.

Формулы Гаусса-Кристоффеля являются формулами наивысшей алгебраической точности. Способы применения формул Гаусса-Кристоффеля к вычислению интегралов различных видов приведены, например, в пособии [3]. В общем виде применение данного аппарата сводится к последовательному выполнению следующих действий. Сначала в подынтегральной функции выделяется непрерывный вес $\rho(x) > 0, \forall x \in [a; b]$, такой, что существует

интеграл $\int_a^b \rho(x) dx$. Затем строится система многочленов, ортогональных на $[a; b]$ с весом $\rho(x)$. Нули таких многочленов соответствующей степени являются узлами формулы Гаусса-Кристоффеля и по ним же строятся веса последней.

Для оценки верхней границы погрешности формулы Гаусса-Кристоффеля известна следующая формула:

$$|R_n| \approx \frac{2}{5} \frac{b-a}{\sqrt{n}} \left(\frac{b-a}{3^n} \right)^{2n} M_{2n}, \quad (18)$$

где $M_{2n} = \max_{[a; b]} |f^{(2n)}(x)|$, n - порядок

Чтобы построить приближение значений несобственных интегралов (16) с помощью формул Гаусса-Кристоффеля, разобьем промежуток $(0; +\infty)$ интегрирования на два полуинтервала: $(0; 2]$ и $[2; +\infty)$. Произведем замену

переменных в интеграле $\int_0^2 \varphi_1(\xi, \eta, \zeta, \nu) \cos(\eta \nu) d\nu$, положив $t = \nu - 1$. Полагая

вес $\rho(t) = 1$, используем ортогональные многочлены Лежандра для построения формул Гаусса-Кристоффеля, задавшись значением $n = 5$ в формуле (17). Тогда узлы и веса формулы примут значения ([3]), представленные в таблице 1.

Таблица 1 – Значения узлов t_k и весов c_k , $k = \overline{1, 5}$, для формулы Гаусса-Кристоффеля, построенной применением ортогональных многочленов Лежандра

k	1	2	3	4	5
t_k	$-\sqrt{\frac{35+2\sqrt{70}}{63}}$	$-\sqrt{\frac{35-2\sqrt{70}}{63}}$	0	$\sqrt{\frac{35-2\sqrt{70}}{63}}$	$\sqrt{\frac{35+2\sqrt{70}}{63}}$
c_k	$\frac{322-13\sqrt{70}}{900}$	$\frac{322+13\sqrt{70}}{900}$	$\frac{128}{225}$	$\frac{322+13\sqrt{70}}{900}$	$\frac{322-13\sqrt{70}}{900}$

Для построения же приближенных значений несобственных интегралов по промежутку $[2; +\infty)$ интегрирования, сделаем замену $t = 1 - \frac{4}{\nu}$ и обратимся снова к формуле (17) и значениям узлов и весов, приведенным выше.

Таким образом, в результате применения формул Гаусса-Кристоффеля будем иметь расчетные формулы для перемещений в виде:

$$W_1(\xi, \eta, \zeta) = \frac{A^2 F}{2 D \pi} \sum_{k=1}^5 c_k \left[\varphi_1^1(\xi, \eta, \zeta, t_k) + \varphi_1^2(\xi, \eta, \zeta, t_k) \right], \quad (18)$$

где функции $\varphi_1^l(\xi, \eta, \zeta, t)$ – это функция $\varphi_1(\xi, \eta, \zeta, \nu)$, претерпевшая замену переменных вида $t = \nu + 1$ для $l = 1$ и вида $t = 1 - \frac{4}{\nu}$ для $l = 2$.

Анализ точности полученного решения

Для того чтобы оценить точность полученного численно-аналитического решения, средствами ANSYS был произведен расчет пластины со следующими характеристиками: длина – 0,2 м, ширина – 0,01 м, толщина – 0,002 м, величина сосредоточенной силы – 2 кН. При построении модели использовались конечные элементы типа SHELL63, сетка строилась равномерно, длина и ширина каждого четырехугольного элемента составляли 0,005 м.

Результаты сравнения значений, приведенных в статье [1], и обретаемых расчетом с помощью МКЭ и численно-аналитического решения, изложенного в настоящей работе, приведены в таблицах 2 и 3. Отклонения значений, изложенных в [1] и полученных здесь применением численно-аналитического решения от результатов, применения МКЭ приведены для примера в таблице 4.

Таблица 2 – Значения перемещений, умноженные на 10^{-5} , м

$\xi \backslash \zeta$	0,25	0,50	0,75	1,00
0,25	0,70022	1,1266	1,4482	1,8059
	0,69519	1,1255	1,6056	2,0649
	0,69815	1,1264	1,4471	1,80596
0,50	1,1266	3,2915	4,8826	6,4369
	1,1255	3,2856	4,8829	6,6209
	-	3,2877	4,8822	6,4374
0,75	1,4482	4,8826	9,1631	13,131
	1,6056	4,8829	9,1037	13,1589
	-	-	9,1607	13,136
1,00	1,8059	6,4369	13,131	21,623
	2,0649	6,6209	13,159	21,725
	-	-	-	21,651

Здесь в каждой ячейке: на первой строке – перемещения, полученные расчетом в ANSYS; на второй строчке – значения, полученные по данным работы [1]; на третьей строчке – перемещения, полученные применением описанного в настоящей работе решения.

Таблица 3 – Значения перемещений, умноженные на 10^{-5} , м.

$\eta \backslash \xi$	0	0,25	0,50	1,00	1,50	2,00
0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	0
0,25	1,4482	1,3252	1,0521	0,53413	0,2379	0,098841
	1,6056	0,9642	0,8566	0,4800	0,2247	0,05876
	1,4471	1,3246	1,0575	0,5107	0,2812	0,064784
0,75	9,1631	8,3127	6,7672	3,7634	1,8267	0,81635
	9,1078	4,6718	2,4249	0,6704	0,1912	0,0550
	9,1607	8,2911	6,7807	3,5425	2,1702	0,6305

Здесь в каждой ячейке расположение строк повторяет организацию в таблице 2.

Таблица 4

$\zeta \backslash \xi$	0,25	0,50	0,75	1,00
0,25	-0,7183	-0,0976	10,869	14,342
	-0,2956	-0,0178	-0,076	0,0033
	2,8414e-25	4,9499e-25	5,455e-26	8,4256e-25
0,50	-0,0976	0,0061	-0,6482	0,2125
	-	-0,1155	-0,0082	0,0078
	-	1,09159e-24	7,05549e-24	1,56058e-23
0,75	10,869	0,0061	-0,6483	0,2125
	-	-	-0,0262	0,0381
	-	-	2,61536e-23	5,18873e-23
1,00	14,342	2,8582	0,2132	0,4717
	-	-	-	0,1295
	-	-	-	9,97525e-23

Здесь в каждой ячейке: на первой строчке – погрешность значений перемещений, получаемых по данным работы [1], относительно МКЭ (в процентах); на второй строчке – погрешность значений перемещений, получаемых с помощью формул Гаусса-Кристоффеля, относительно МКЭ (в процентах); на третьей строчке – значения погрешности формулы Гаусса Кристоффеля, рассчитанной по формуле (18).

Выводы

В настоящей работе продемонстрирован способ решения задачи определения перемещений в консольной (с жесткой заделкой) бесконечно длинной пластине, нагруженной в произвольной точке сосредоточенной силой. Решение задачи построено в рамках теории Кирхгофа. Показано, что относительно работы [1], где впервые была сформулирована данная задача,

достигнуто уточнение результатов. В качестве контрольного было использовано решение аналогичной задачи с помощью МКЭ, в котором моделировалась пластина, обладающая длиной, в 20 раз большей толщины. Продемонстрированные в статье результаты показывают малую относительную погрешность полученного решения относительно МКЭ даже в тех случаях, когда решение, изложенное в [1], дает существенные отклонения. Более того, представленное численно-аналитическое решение содержит менее громоздкие формулы и обеспечивает высокую скорость реализации при расчете средствами систем компьютерной алгебры.

Список литературы

1. Jaramillo, T.J. Deflections and moments due to a concentrated load on a cantilevered plate of infinite length// Journal of Applied Mechanics. 1950. Vol. 17, no. 1.P. 67 – 72.
2. Журавлев Г.А., Онишкова В.М. Перемещения консольной пластины бесконечной длины М.: 1987. – Деп. в ВИНТИ 17.07.1987. №6266-В87.
3. Калиткин Н.Н. Численные методы. – М.: Наука, 1978. – 512 с.

УДК 539.3

О НЕСООТВЕТСТВИЯХ КЛАССИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ ГЕРЦА КОНТАКТУ РЕАЛЬНЫХ ТЕЛ

Журавлев Г.А.

*Институт математики, механики и компьютерных наук им. И.И. Воровича,
Южный федеральный университет, Ростов-на-Дону*

Ключевые слова: контактная задача Герца, теория контакта, кривизна контактных элементов, модель контакта тел сложной формы, эффекты кривизны контакта, контактные узлы машин.

Аннотация. Показано, что в общем случае к несоответствиям классических решений контактных задач Герца контакту реальных контактных узлов необходимо относить и универсально используемые в расчетной практике взаимосвязи основных факторов контакта.

Работа выполнена при поддержке Южного федерального университета (№ 213.01.-2014/03вг).

Здесь поставлены задачи анализа вытекающих из классических решений контактных задач Герца прочностных взаимосвязей основных факторов контакта (считающихся универсально применяемых в расчетной практике) и доказательства целесообразности рассмотрения этих взаимосвязей (традиционно считающихся в теории и практике реальных контактных узлов строго достоверными) как наиболее значимых несоответствий классических решений контактных задач Герца контакту реальных контактных узлов.

К несоответствиям классических решений контактных задач контакту реальных контактных узлов традиционно относят [1] присущие им такие упрощения как бесконечность длин цилиндров (моделирующих контактирующие тела); малость (относительно общих поверхностей контактирующих тел) площадки контакта; абсолютная гладкость контактных поверхностей; направленность сил давления по нормали к поверхности соприкосновения контактирующих тел; изотропность, однородность и идеальная упругость (в рамках действия закона Гука) материалов сжимаемых тел; отсутствие учета динамических явлений, трения (скольжения и качения) и промежуточного смазочного слоя.

Тем не менее, классические решения контактных задач Герца о контакте упругих (с параллельными или взаимно-перекрещивающимися осями) цилиндров бесконечной длины получили широкое применение в теории и расчетной практике реальных контактных узлов. Более того, в соответствии с общепринятыми рекомендациями (например, [1-3], а также – разными стандартами, современными монографиями и журнальными статьями) считается общепринятым, что вытекающие из решений контактных задач Герца взаимосвязи основных факторов контакта являются универсально достоверными для большого числа реальных контактных узлов.

Одной из таких взаимосвязей является вытекающая из решений задач Герца прямо-пропорциональная взаимосвязь допускаемой контактной нагрузки

F_p и одного из главных приведенных радиусов кривизны ρ контактирующих тел в их контакте [2]:

$$\frac{F_p}{\rho} = \text{const}, \quad (1)$$

соответствующая условию прочности (по теории наибольших нормальных напряжений $\sigma_{\max} = \sigma_p$), где: σ_{\max} – максимальное контактное напряжение; σ_p – допускаемый уровень контактных напряжений.

Однако, давно отмечено (например, Б.С. Ковальским [3]), что сами расчеты реальных контактных узлов носят условный характер. Даже для одного и того же типа контактного узла они обрастают эмпирическими коэффициентами, различными в разных отраслях техники. Но все это относят к влиянию упомянутых традиционных несоответствий классических решений контактных задач контакту реальных контактных узлов [1], которое при необходимости можно учесть «путем введения экспериментальных поправочных коэффициентов».

В работах [4-9] показано, что, в основном, самые серьезные несоответствия теории и практики контактных расчетов вызваны недостаточно полным учетом особенностей неравномерности деформаций контактирующих тел и роли кривизны контактных элементов при определении взаимосвязей основных факторов контакта, максимальных контактных напряжений и других критериальных величин ресурсно-прочностного расчета контактных узлов. При этом в статьях [6-8] была предложена и апробирована [6; 7] (оценкой противоречивых, в том числе - считавшихся в мировой науке необъяснимыми, экспериментальных данных) взаимосвязь вида:

$$\frac{F_p}{\rho^k} = \text{const}, \quad (2)$$

В основу получения показательного выражения (2) нами положен учет влияния двух факторов контакта упругих тел с нагруженными выступами (общих упругих деформаций каждого выступа и уровня локализации области контакта вдоль выступов) на геометрическую форму контактных элементов двойной кривизны. Отметим, что такие независимые параметры контактных задач как сила сжатия контактирующих тел F и главные приведенные радиусы кривизны (например – ρ) контактных элементов в прочностных задачах (например, при введении условия контактной прочности $\sigma_{\max} = \sigma_p$, когда $F = F_p$) являются взаимозависимыми.

А в статье [9] представлена более универсальная (относительно широко используемой в машиностроении модели контакта упругих цилиндров) математическая модель контакта упругих тел с нагруженными выступами типа зубчатых колес. На базе этой модели обоснован показательный вид выражения (2) для взаимосвязи основных прочностных факторов контакта.

Анализом [6, 7] теории и практики контактных расчетов ряда узлов машин (на примере цилиндрической эвольвентной передачи) показано, что считающиеся общепринятыми взаимосвязи основных факторов контакта (1)

принципиально не соответствуют контакту реальных узлов машин, а использование поправочных коэффициентов (например, их введением в расчет допускаемых контактных напряжений) не решает эту проблему. Установлено [10], что даже для условий строго герцевского контакта упругих цилиндров бесконечной длины увеличение радиусов контактирующих упругих цилиндров приводит (в отличие от полученных классическим решением Беляева линейных взаимосвязей) к росту величин максимальных касательных напряжений и глубины их залегания.

Таким образом, решения Герца не дают универсально достоверной оценки роли одного из основных геометрических параметров - кривизны контактных элементов. Для наглядного подтверждения этого вывода приведем здесь отдельные элементы обоснования показательного выражения (2) и построения одного из вариантов математической модели контакта тел сложной формы [9]. Уровень ортогональной контактной нагрузки пластины F и параметры закона ее распределения q_i определены анализом [9] контакта упругих тел с начально-точечным касанием (рисунок 1). Радиус R_{12} продольной кривизны ролика 1 в ненагруженном состоянии является исходным параметром, а в нагруженном состоянии он определен как функция деформативности обеих пластин.

В работе [11] введена функция $K_j(\xi, \eta, \zeta)$ как компонент функции перемещений пластины от действия сосредоточенной силы F :

$$W_j(\xi, \eta, \zeta) = -\frac{F A^2}{\pi N} K_j(\xi, \eta, \zeta). \quad (3)$$

Здесь: индикатор j [11] указывает на область, в которой функция (3) справедлива: $j = 1$ для области $\xi \leq \zeta$ и $j = 2$ для $\xi \geq \zeta$; A – ширина пластины; N – цилиндрическая жесткость пластины; c – расстояние от отрезка ef приложения силы до линии заделки; x, y – координаты расчетной точки; q_0 – контактное давление в центре загруженного отрезка; E – модуль Юнга; μ – коэффициент Пуассона; h – толщина пластины; q – интенсивность нагрузки вдоль отрезка ef ; q_{\max} – интенсивность нагрузки в центральной точке загруженной области пластины; а также – безразмерные параметры:

$$\xi = \frac{x}{A}, \quad \eta = \frac{y}{A}, \quad \zeta = \frac{c}{A}.$$

Рассмотрен случай нагрузки, распределенной по параболическому закону [12]:

$$q = \frac{(\lambda^2 - \varepsilon^2) 3F\Sigma}{4\lambda^3}, \quad (4)$$

где: ε – безразмерное расстояние от текущей точки приложения нагрузки q_i до центра отрезка.

Примем схему контакта бочкообразного ролика 1 с цилиндром 2 – рисунок 1. Большая (a) и малая (b) полуоси контурного эллипса площадки контакта [1]:

$$a = n_a c_e; b = n_b c_e, \text{ где } c_e = \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{F \eta \Sigma}{\Sigma k}}.$$

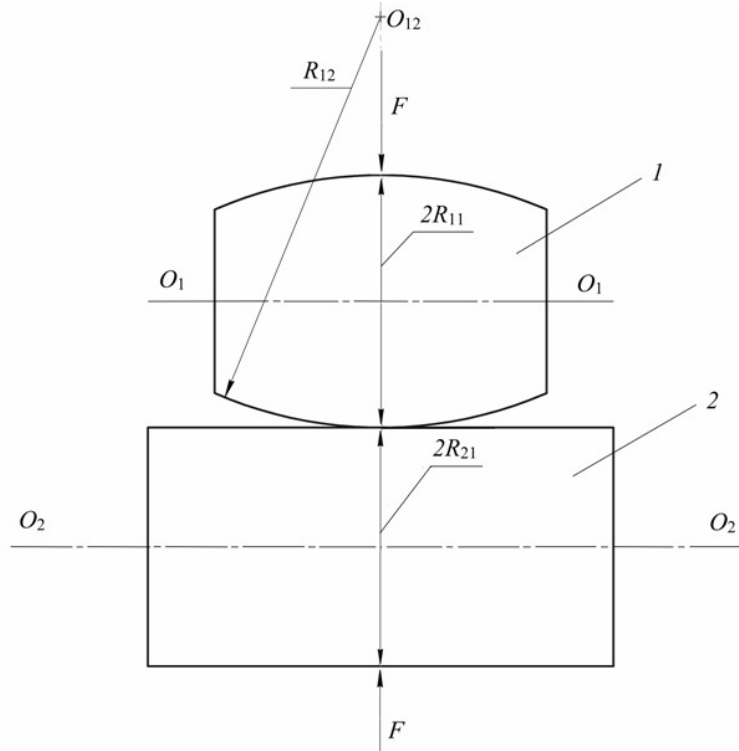


Рисунок 1 – Упругие тела с начально-точечным касанием и с параллельными осями

Задавая $\sigma_{\max} = const$, можно определить (следуя теории контактной прочности на базе нормальных напряжений) допустимую силу сжатия тел:

$$F_p = \frac{2}{3} \pi a b \sigma_{\max p}.$$

Большой главный приведенный радиус кривизны контактных поверхностей $R = R_{12}$. При увеличении меньшего главного приведенного радиуса кривизны $\rho = \frac{R_{11} R_{21}}{R_{11} + R_{21}}$ в φ_p раз получаем рост уровня F_p в φ_F раз.

Аналогично рассмотрим модель второго тела с нагруженными выступами, выбрав соответствующие второму телу параметры пластины - A, h, c, E, μ . А параметры закона контактного давления для второго тела в любом случае полностью совпадают с законами контактного давления для первого тела. Опустив промежуточные расчеты, получим конфигурации продольных линий (рис. 2) контактной поверхности ролика двойной кривизны – дуги окружностей радиуса R_{12} (без учета общих деформаций консольных пластин - линия $A_1 B_1 C_1$) и радиуса R_w (с учетом общих деформаций консольных пластин - линия ABC). Они соответствуют аппроксимации продольной линии деформированной пластины дугой окружности. При этом происходит рост радиуса R_{12} на величину ΔR_{com} , снижающий (компенсирующий) исходную локализацию области контакта: $\Delta R_{com} = R - R_0$. Запишем выражение для φ_{Fp} :

$$\varphi_{Fp} = \frac{F_p}{F_{p0}} = \varphi_\rho \varphi_R$$

где: $\varphi_\rho = \frac{\rho}{\rho_0}$; $\varphi_R = \frac{R}{R_0}$, а нижний индекс «0» относит параметры контактирующих тел к начальным (до увеличения их главных приведенных радиусов кривизны) значениям.

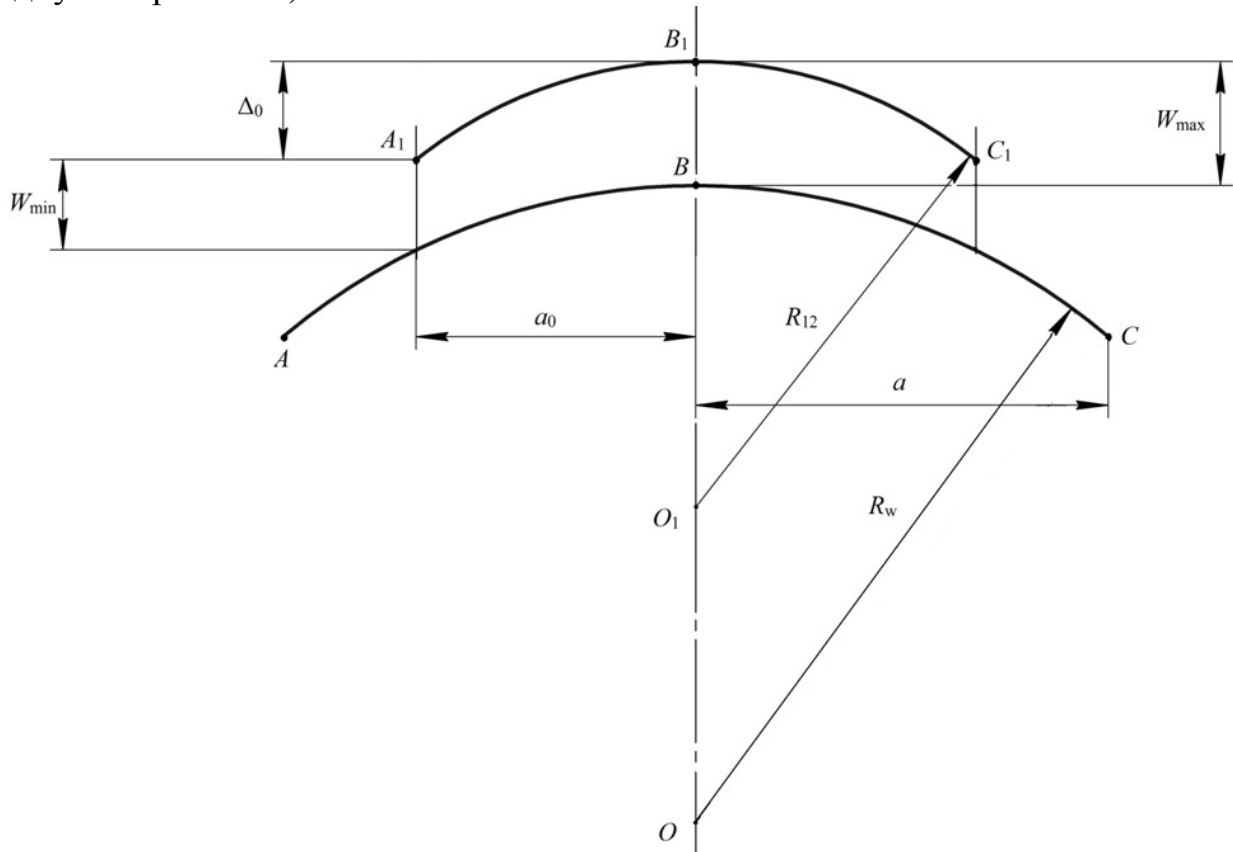


Рисунок 2 – Конфигурации продольных линий контактной поверхности ролика – дуги окружностей радиуса R_{12} (без учета общих деформаций пластин) и радиуса R_w (с учетом общих деформаций пластин)

Запишем выражение для φ_{Fp} в виде

$$\varphi_{Fp} = \frac{F_p}{F_{p0}} = \varphi_\rho \varphi_R,$$

где: $\varphi_\rho = \frac{\rho}{\rho_0}$; $\varphi_R = \frac{R}{R_0}$, а нижний индекс «0» относит параметры контактирующих тел к начальным (до увеличения их главных приведенных радиусов кривизны) значениям. Приведем это (условно показательное) выражение к общему основанию φ_ρ :

$$\frac{F_p}{F_{p0}} = \varphi_\rho^k, \quad k = 1 + \log \varphi_\rho \varphi_R,$$

что дает нам показательное выражение (2) с расшифровкой значения показателя степени k :

$$F_p = c \rho^k, \quad k = 1 + \log_{\varphi_\rho} \varphi_R. \quad (5)$$

Полученные результаты показывают, что мере уменьшения величины эксцентриситета e контурного эллипса области контакта влияние роста меньшего приведенного радиуса ρ на снижение контактных напряжений возрастает в соответствии с зависимостью (2). Показателем степени k в этой зависимости учитывается уровень деформационного изменения большего главного приведенного радиуса кривизны.

Зависимость (2) легла в основу выявления [6-8] эффектов кривизны контакта – эффектов существенно большего, относительно традиционных представлений, влияния кривизны контактирующих тел на допускаемую контактную нагрузку. Эффекты кривизны контакта определены избирательным механизмом проявления роли кривизны как одного из основных геометрических параметров контактирующих тел. На базе эффектов кривизны контакта разработаны физические основы совершенствования традиционных зацеплений, создания универсальных кинематических принципов зубчатого зацепления и оригинальных систем зацепления. Они запатентованы (Patent Application PCT/RU2005/000367. July 05, 2005.) в РФ и в ряде других индустриальных стран.

Выводы

1. Универсальное применение взаимосвязей основных факторов контакта классических решений контактных задач Герца в теории и практике расчетов (и при совершенствовании геометрии) реальных контактных узлов не является обоснованным ни теоретически, ни экспериментально.

2. В общем случае к наиболее значимым несоответствиям классических решений контактных задач Герца контакту реальных контактных узлов необходимо отнести универсально используемые в расчетной практике взаимосвязи основных факторов контакта.

Список литературы

1. Справочник. Прочность, устойчивость, колебания // Под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – Т.2. – 464с.
2. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия // М.: Изд-во Мир, 1998. – 510 с.
3. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: Изд-во ХВКИУ, 1967. – 222 С.
4. Журавлев Г.А. О влиянии формы зубцов на их контактную прочность в полюсе зацепления // 3-й Всесоюзный симпозиум «Теория и геометрия пространственных зацеплений». Тезисы докладов. – Курган, 1979. – С. 38-41.
5. Журавлев Г.А. Об одной особенности напряженного состояния в контакте упругих тел двойной кривизны // Тезисы докладов межведомственного

- научного совета по трибологии при АН СССР «Проблемы контактного взаимодействия, трения и износа». – Ростов-на-Дону, 1990. – С. 44.
6. Zhuravlev G.A. Conditions of Teeth Tribocontact and Ways of Improving Gear Pairs // *Journal of Friction and Wear*, New York, USA. –Vol.20. –N2. –1999. – pp. 57-69.
 7. Журавлев Г.А. Условия трибосопряжения зубьев и пути совершенствования зубчатых зацеплений // *Международный журнал «Трение и износ»*. – Минск. – 1999. – Т.20. – №2.– С. 175-188.
 8. Zhuravlev G.A. The Mixed Gearing Engagement Systems // *Proceedings of Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*. Vol. 1. – Italy. – Milano. – 1995. – P. 433-437.
 9. Журавлев Г.А. Математическая модель контакта упругих тел с нагруженными выступами // *Сборник статей Международной научно-практической конференции "Теоретические и практические аспекты технических наук"*(г.Уфа, 29.12.2014г.). – Уфа: АЭТЕРНА, 2014. – С. 16-23.
 10. Журавлев Г.А., Азаров А.Д., Бабенко И.С. К определению глубинных напряжений в области контакта упругих цилиндров // *Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Естеств. науки*. – 2013. – №1 (173). – С. 26-30.
 11. Jaramillo T.J. Deflections and Moments Due to a Concentrated Load on a Cantilever Plate of Infinite Length. // *Journal of Applied Mechanics*. – March, 1950. – V. 17. – № 1. – Pp. 67-72.
 12. Журавлев Г.А., Онишкова В.М. Перемещения консольной пластины бесконечной длины // *Депонирование в ВИНТИ*. – М. №6266-В87. – 17.07.1987.

**ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

**INNOVATIVE EQUIPMENT AND TECHNOLOGIES
IN MECHANICAL ENGINEERING**

ЩЕКОВАЯ ДРОБИЛКА С ГИДРОПРИВОДОМ И ЗАЩИТОЙ ОТ ПОВРЕЖДЕНИЙ

Люленков В.И., Махринская К.О., Гудимова Л.Н.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

Ключевые слова: щековая дробилка, гидропривод, дробление.

Аннотация. В статье приводится описание разработанной щековой дробилки с гидроприводом и защитой от повреждений при попадании в нее недробимых кусков материала.

Около полутора столетий тому назад (в 1858 г.) Блэк изобрел первую щековую дробилку [1], быстро распространившуюся по всему миру благодаря удачной конструкции и простоте кинематической схемы. Интенсивно развивающиеся металлургия (особенно доменное и сталеплавильное производства), строительная промышленность (производство бетона, дорожное строительство с использованием щебня), угле- и рудодобывающие отрасли хозяйствования получили возможность пользоваться более качественным сырьем в больших объемах.

Благодаря особенностям дробилки Блэка, она в базовых конструктивных решениях не только сохранилась, но и получила значительные улучшения, которые коснулись в основном применения новых материалов – сталей с пределом прочности до 1500 – 1800 Н/мм², новых антифрикционных материалов – бронз типа АЖ-9-4 при изготовлении деталей дробилки. Появились цельносварные и комбинированные станины, были разработаны и изготовлены подшипники качения весом до 2 тонн, стали применять поверхностную закалку ТВЧ, новые смазочные материалы все это уменьшило расход энергии на дробление, повысило срок службы дробилок в целом.

Вместе с тем необходимо отметить, что принципиально новых решений в способе разрушения материала, способе защиты от значительных перегрузок, в использовании новых движителей (для дробилок), отличающихся простотой и надежностью, практически не найдено.

С 1961 г. немецкая фирма Кеперн выпускает дробилки с гидроприводом, конструкцию которой изобрел канадец К. Гольди [1]. Значительные преимущества гидропривода по сравнению с приводом других типов вызвали неоднократные попытки у различных фирм (например, французской фирмы Бержо) использовать его в щековых дробилках. Однако, отработанной конструкции, завоевавшей мировой рынок, еще нет. Тем не менее, весьма серьезные преимущества дробилки с гидроприводом позволяют считать ее перспективной, отмечает Б.В. Клушанцев [2].

В 2014 г. в Институте Машиностроения и Транспорта СибГИУ была разработана и спроектирована щековая дробилка с гидроприводом и защитой от повреждений при попадании в нее недробимых кусков материала. На рисунке показана принципиальная схема дробилки с оборудованием для её

управления. Корпус дробилки сварной из листов толщиной 25 мм с ребрами жесткости такой же толщины, что обеспечивает высокую прочность и малые деформации. Камера дробления обеспечивается материалом при помощи питателя 1, исключая работу дробилки «под завалом», что снижает переизмельчение материала. Щеки установки – неподвижная 2 и подвижная 3 – выполнены с верхним подвесом, обеспечивающим по всей длине камеры дробления одинаковую степень деформации кусков материала в пределах 20 %. Этим достигается более стабильный размер кусков выпускаемой продукции, что очень важно, если в последующем она подвергается процессу обогащения. Размер выходной щели камеры дробления регулируется установленными под опору нижнего шарнира 5 подкладками 4 подвижной щеки 3. Узел шарнира 5 фиксируется гайкой 6.

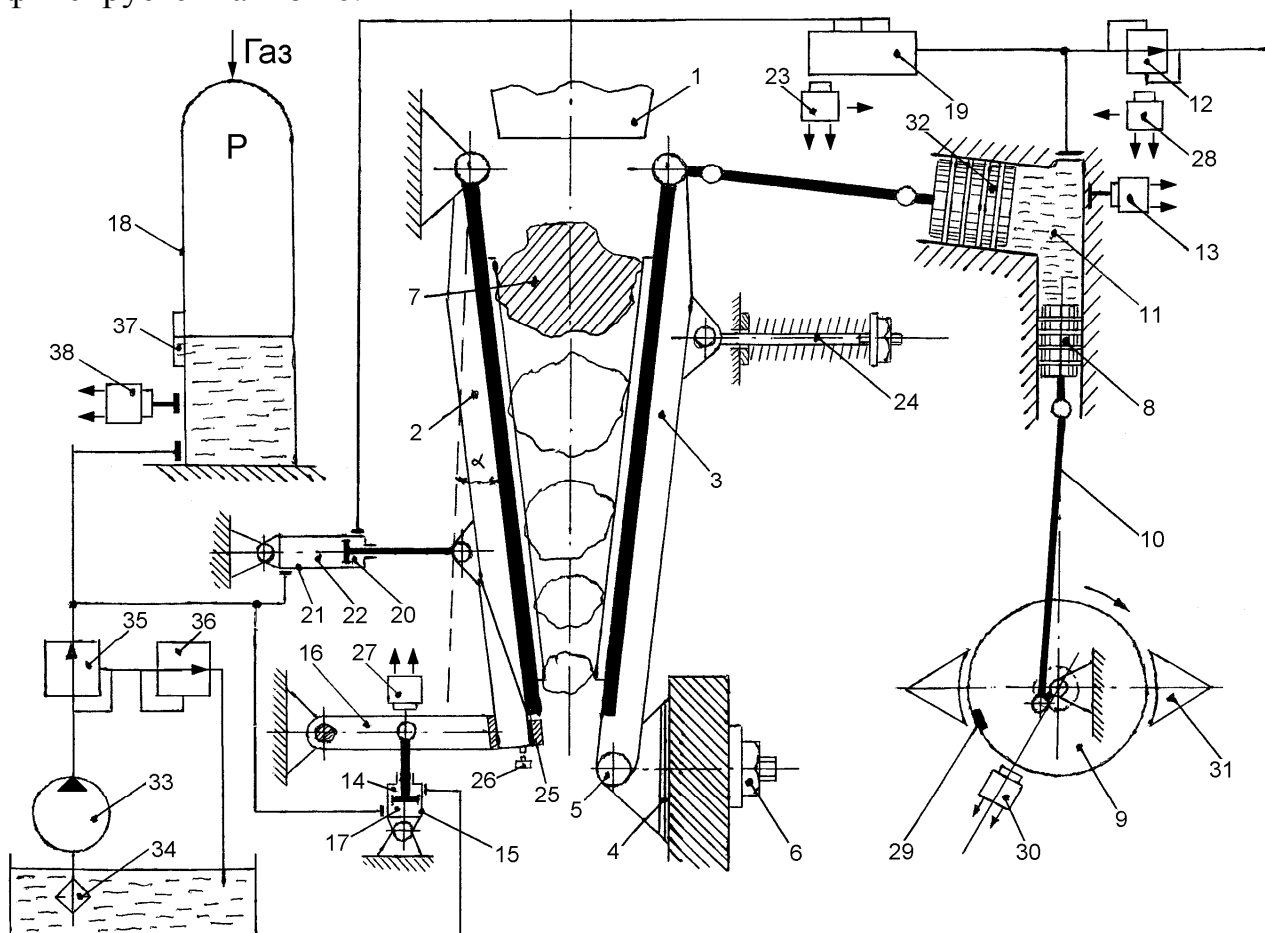


Рисунок – Принципиальная схема дробилки с гидроприводом

При попадании в камеру установки недробимого материала 7, подвижная щека 3 упирается в кусок, ее движение прекращается. Рабочий поршень 8 находится в нижней мертвой точке (НМТ). Когда привод 9 переходит Н.М.Т., шатун 10 начинает перемещать поршень 8 и в рабочей полости 11 резко нарастает давление. Когда оно достигнет значения превышающее номинальное в 1,5 раза, необходимого для дробления материала, в рабочей полости 11 срабатывает клапан предельного давления 12 и датчик давления 13. Электросхема дробилки выключает питатель 1 и переводит привод 9 в режим ползучей скорости. Рабочая жидкость через открытый клапан предельного

давления 12 поступает в штоковую полость 14 цилиндра откидного упора 15 и заполняет ее полностью. Откидной упор 16 при этом опускается и освобождает неподвижную щеку 2. Жидкость низкого давления (около 2 МПа) из поршневой полости 17 перетекает в аккумулятор 18. Давление рабочей жидкости в полости 11 под давлением движущегося поршня 8 продолжает нарастать, и, когда оно достигает 2-х кратного значения от номинального, открывается клапан предельного давления 19, рабочая жидкость заполняет штоковую полость 20 цилиндра 21 перемещения неподвижной щеки 2, отодвигая ее (поворачивая на угол α), как показано на рисунке, раскрывая выпускную щель несколько шире, чем входная щель камеры дробления. Недробимый материал вместе со всеми видами других материалов выходит через выпускную щель дробильной камеры на конвейер.

Привод 9 в это время проходит верхнюю мертвую точку (ВМТ); рабочий поршень 8 начинает движение вниз. В камере 11 образуется разрежение, датчик давления 13 через схему управления и электромагнит 23 открывает клапан предельного давления 19 в направлении подачи рабочей жидкости (показано стрелкой). Масло, находящееся под избыточным давлением около 2 МПа в аккумуляторе 18, поступает в поршневую полость 22 цилиндра 21 перемещения неподвижной щеки 2 и вытесняет рабочую жидкость из штоковой полости 20 в рабочую полость 11. Этому процессу способствует разрежение в полости 11 и оттяжной пружинный механизм 24. Неподвижная щека 2 перемещается до упора 25, занимая свое крайнее (рабочее) положение. Срабатывает концевой выключатель 26, который через электрическую схему управления работой дробилки закрывает подачу рабочей жидкости из цилиндра 21 в рабочую полость 11, выключая электромагнит 23, и открывает подачу жидкости из штоковой полости 14 гидроцилиндра 15 в полость 11, включая датчик положения откидного упора 27.

Жидкость из аккумулятора 18 поступает в поршневую полость 17 гидроцилиндра 15, вытесняет из нее масло в рабочую полость 11. Откидной упор 16 поднимается и фиксирует неподвижную щеку 2. Датчик положения откидного упора 27 через электрическую схему управления выключает электромагнит 28, запирая рабочую полость 11. Поршень 8 проходит путь от В.М.Т. до Н.М.Т., так как сумма объемов штоковых полостей цилиндров 15 и 21 равна рабочему объему поршня 8, заключенному между его Н.М.Т. и В.М.Т. Привод 9 также находится в Н.М.Т., что фиксируется магнитной меткой 29 и датчиком положения привода 30.

Далее могут быть осуществлены два режима. Первый может быть применен, если необходим осмотр после пропуска недробимого материала через дробилку, тогда в НМТ датчик 30 выключит двигатель и включит тормоз 31, при этом произойдет остановка машины.

Второй режим применяется при отсутствии надобности осмотра, в этом случае датчик 30 переводит работу двигателя с ползучей скорости на нормальный режим работы, исполнительный поршень 32 обеспечивает соответствующее число качаний подвижной щеки 3, через несколько (3 – 5) качаний открывает затвор питателя 1, и дробилка вступает в работу.

Исполнение операции пропуска недробимого материала через дробилку упрощается при использовании автономной системы подачи рабочей жидкости под небольшим давлением (около 2 МПа). В схему входит: насосная станция, состоящая из насоса 33, фильтра 34, клапана предельного давления 35, перепускного клапана 36 и аккумулятора 18, снабженного указателем уровня рабочей жидкости 37 и датчиком давления 38.

Однако необходимо отметить, что большим недостатком гидромашин является их ограниченный срок службы [3]. Цилиндры, клапана, распределители и др. оборудование имеет срок службы около 6000 часов, что при частоте срабатываний до 300 в минуту соответствует 52 560 000 циклов или, при односменной работе, около 2 лет.

Основные пути повышения срока службы гидравлических систем представляются в использовании термообработанных подвижных деталей управляющих элементов гидросхемы с более высокой чистотой и точностью обработки, в применении синтетических масел, в установке фильтров тонкой очистки для циркулирующего масла в машине, а не только в насосной станции, в применении хромистых и магниевых чугунов для цилиндров, использовании стальных закаленных гильз, стальных уплотнительных колец в цилиндрах, в использовании пылеводонепроницаемых шарниров и защитных чехлов и экранов.

Список литературы

1. Клушанцев Б.В. Дробилки. Конструкции, расчет, особенности эксплуатации / Б.В. Клушанцев, А.И. Косарев, Ю.А. Муйземнек. – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.
2. Клушанцев Б.В. Состояние и перспективы развития отечественного и зарубежного дробильно-сортировочного оборудования. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1979. – 58 с.
3. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник / В.К. Свешников, А.А. Усов – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.

УДК 621 (075)

ПЛАЗМЕННО-ИМПУЛЬСНАЯ ОБРАБОТКА КАК ПЕРСПЕКТИВНЫЙ МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Водин Д.В.

ПАО «Тамбовский завод «Электроприбор», Тамбов

Ключевые слова: плазма, плазменно-импульсная обработка (ПИО), металлорежущий инструмент, упрочнение, износостойкость, плазменная струя (дуга).

Аннотация. В статье рассмотрены основные особенности применения плазменно-импульсной обработки (ПИО) как метода повышения износостойкости металлорежущего инструмента. Рассмотрены основные преимущества и недостатки ПИО.

Плазменно-импульсная обработка (ПИО) как метод повышения износостойкости металлорежущего инструмента относится к перспективным технологиям. Она способствует обеспечению высоких показателей износостойкости поверхности металлорежущего инструмента.

К основным преимуществам ПИО относятся:

- возможность применения широкого спектра материалов, позволяющих использовать металлы, керамику и других;
- минимально возможный нагрев и малая зона термического воздействия;
- возможность применения обработки во всех положениях.

На широкое применение ПИО оказывают влияние её недостатки.

К основным недостаткам ПИО относятся:

- недостаточная при высоких эксплуатационных нагрузках прочность обработанной поверхности материала металлорежущего инструмента;
- повышенная пористость обработанного материала металлорежущего инструмента;
- накапливание остаточных напряжений в обработанном слое материала металлорежущего инструмента.

При воздействии плазменной струи (дуги) на поверхности обрабатываемого материала металлорежущего инструмента протекают различные физико-химические процессы [1]. Характер их протекания определяется температурой, скоростью и временем нагрева, скоростью охлаждения, свойств обрабатываемого материала и т.д. В основе ПИО металлорежущего инструмента лежит способность плазменной струи (дуги) создавать на небольшом участке поверхности материала высокие плотности теплового потока, достаточные для нагрева, плавления или испарения практически любого металла. Основной физической характеристикой ПИО является температурное поле, значение которого дает возможность оценить температуру в разных точках температурной зоны и в разные моменты времени.

Технология ПИО как метод повышения износостойкости металлорежущего инструмента осуществляется за счет быстрого нагрева

поверхностного слоя материала с последующим охлаждением его путем отвода тепла, как в объем металла, так и в окружающую среду. Высокая скорость нагрева и охлаждения поверхностного слоя материала металлорежущего инструмента способствуют формированию дисперсной кристаллической структуры, высокой плотности. Кроме того, термическое воздействие источником энергии совмещают с процессами легирования поверхности элементами, составляющими плазму. Ввод легирующих элементов в плазму осуществляется в виде продуктов эрозии металлического электрода (стержня) и в виде газа (пропан, азот). В результате на поверхности металлорежущего инструмента формируется упрочненный легированный слой. Толщина и равномерность упрочненного слоя зависит от количества импульсов ПИО. После пяти импульсов обработки, на поверхности металлорежущего инструмента из углеродистой стали образуется равномерный слой (белый слой) с повышенными физико-механическими свойствами.

Наибольшая твердость упрочненного слоя материала металлорежущего инструмента была достигнута после прохождения закалки и высокого отпуска при использовании электродов из вольфрама и молибдена. ПИО осуществлялась без плавления поверхности и удельная мощность струи составляла 106 Вт/см^2 .

ПИО обработку металлорежущего инструмента необходимо осуществлять без плавления поверхности материала. При таком режиме работоспособность обработки металлорежущего инструмента возрастает в 3–5 раз. Для упрочнения и повышения износостойкости металлорежущего инструмента, а именно метчиков, плашек, протяжек подбирается плотность такой мощности, которая не достаточна для плавления режущих кромок. Для этого использовали электрод из молибдена, и плазмообразующий газ содержал избыток пропана и азота. Обработку фрез, сверл, резцов проводят с использованием электрода из титана. При проведении ПИО упрочнению подвергаются только поверхности режущих кромок металлорежущего инструмента. Производительность упрочнения составляет до $0,5 \text{ м}^2$ поверхности в час.

Список литературы

1. Соснин Н.А., Ермаков С.А., Тополянский П.А. Плазменные технологии. Руководство для инженеров. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. – 406 с.

УДК 621.9

ДАТЧИК МОЩНОСТИ КАК ПРИБОР ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ СИЛ РЕЗАНИЯ

Косенко А.И., Александров А.Н., Семёнов П.А.

*Новгородский государственный университет им. Ярослава мудрого,
Великий Новгород*

Ключевые слова: датчик мощности, сила резания, динамометр, жесткость, погрешность.

Аннотация. В работе рассматривается формула для расчета мощности, вертикальной составляющей силы резания. Приведены результаты по влиянию глубины резания и подачи на силы резания, полученные датчиком мощности, подключенным к компьютеру.

Для измерения сил при резании разработаны сотни конструкций динамометров. Как показали исследования, силы резания, измеренные различными динамометрами, существенно различаются. К тому же в настоящее время нет эталонных динамометров, с помощью которых можно было бы определить погрешности измерения сил резания.

Одной из главных причин погрешностей при измерении сил резания является жесткость динамометра. Общеизвестно, что включение динамометра в технологическую систему не должно изменять ее жесткости. В то же время, жесткость динамометра УДМ-600, оцениваемая по величине прогиба вершины резца, по сравнению с жесткостью того же резца, установленного в резцедержателе станка в несколько раз меньше. Именно поэтому при резании с использованием динамометра возникают вибрации со всеми вытекающими последствиями: изменяются средние значения сил резания, их амплитуда и частота колебаний, износ инструмента и качество обработанной поверхности. В связи с этим особый интерес представляет измерение сил резания с помощью датчиков мощности, при использовании которых жесткость технологической системы не изменяется. В тоже время у датчиков мощности есть свои специфические особенности, которые необходимо учитывать для уменьшения погрешностей при определении сил резания.

Для расчета мощности используется зависимость (1):

$$W_p = W_z + W_x = \frac{P_z \cdot v}{60 \cdot 75 \cdot 1.36} + W_x, \quad (1)$$

где: W_p -мощность, потребляемая двигателем привода главного движения при резании, кВт;

W_x -мощность холостого хода, кВт;

P_z -вертикальная составляющая силы резания, кгс;

v -скорость резания, м/мин.

Из формулы (1) следует, что:

$$P_z = \frac{6120(W_p - W_x)}{v}. \quad (2)$$

Согласно формулы (2) сила резания существенно зависит от W_p , W_x и v , которые, как показывает исследование, не являются константами и поэтому существенные погрешности возможны. На рис 1 приведена одна из характерных зависимостей W_x от времени работы- τ .

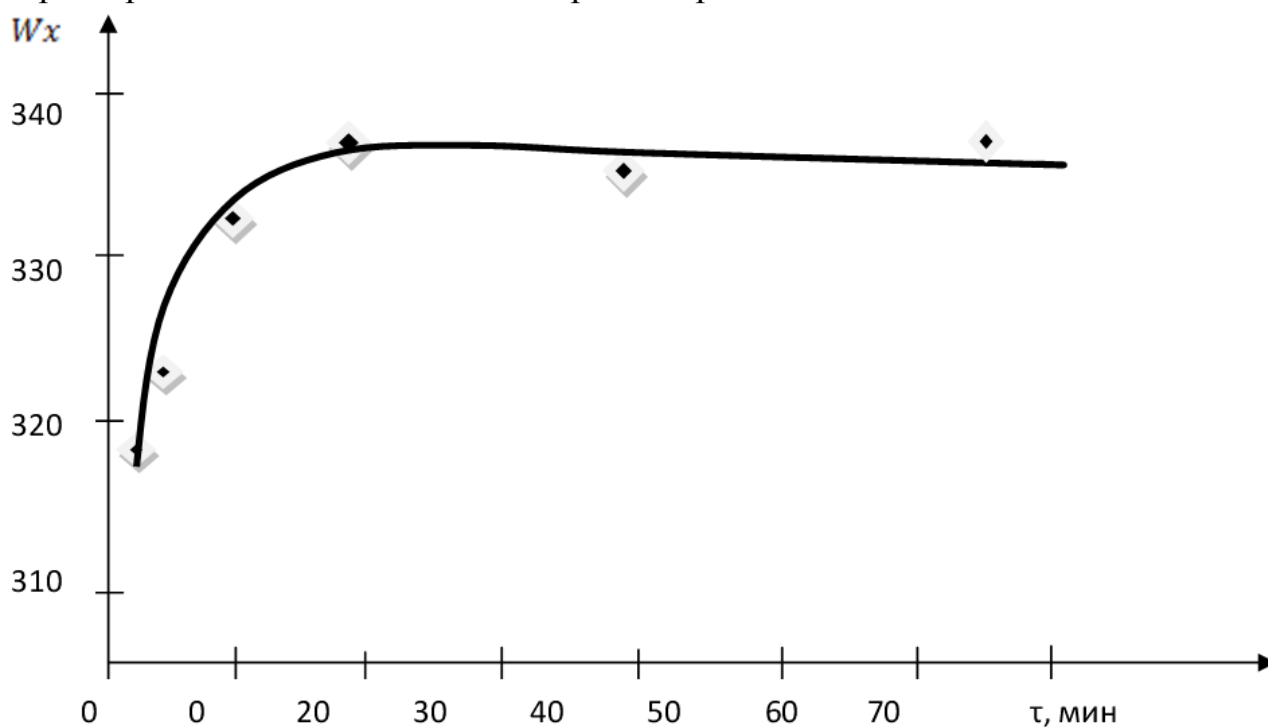


Рисунок 1 – Зависимость показания датчика мощности W_x от времени работы на холостом ходу

Чтобы уменьшить погрешность измерения W_x , необходимо регламентировать режим работы, в том числе время измерения, перед резанием и после него. При измерении W_p -время так же должно быть регламентировано.

Скорость резания при измерении сил динамометрами при рекомендуемых режимах резания оказывает незначительное влияние. Так по данным справочника [2] показатель степени при скорости равен (-0,15). В то же время при измерении силы датчиком мощности эффективная мощность и соответственно сила резания изменяются прямо пропорционально изменению скорости резания. По этой причине при определении силы резания датчиком мощности необходим контроль фактической скорости, если на станке нет стабилизатора.

С учетом вышеизложенных рекомендаций были проведены экспериментальные исследования зависимости силы P_z от подачи и глубины резания. Опыты проводились на станке 1Е61ПМ при точении стали 45 резцом ВК8; $\varphi_1=45^\circ$, $\alpha=10^\circ$. Мощность W_p и W_x измерялись ваттметром ОМ 402PWR, подключенным к компьютеру. Каждый опыт повторялся не менее 3-х раз. Результаты опытов приведены в таблицах 1, 2 и на рисунках 2, 3.

Таблица 1 – Влияние подачи на мощность и силы резания

S, мм/об	W_p , Вт	W_x , Вт	$W_э$, Вт	P_z , кгс
0,36	1204	1160	49	6,8
0,08	1257	1152	102	14,2
0,13	1337	1156	130	18,0
0,18	1331	1149	182	25,3
0,217	1356	1155	201	27,9
0,255	1383	1158	228	31,6
0,286	1394	1151	239	33,2

Таблица 2 – Влияние глубины резания на мощность и силы при резании

v , м/мин	S, мм/об	t, мм	W_p , Вт	W_x , Вт	$W_э$, Вт	P_z , кгс
44,1	0,143	0,3	1212	1161	51	7,1
		0,6	1287	1154	133	18,5
		0,9	1349	1160	189	26,2
		1,2	1448	1159	289	40,1
		1,5	1477	1157	320	44,4
		1,8	1528	1158	370	51,3
		2,1	1566	1157	409	56,8
		2,4	1672	1154	518	71,9
		2,7	1714	1155	559	77,6
		3	1746	1155	591	82,0

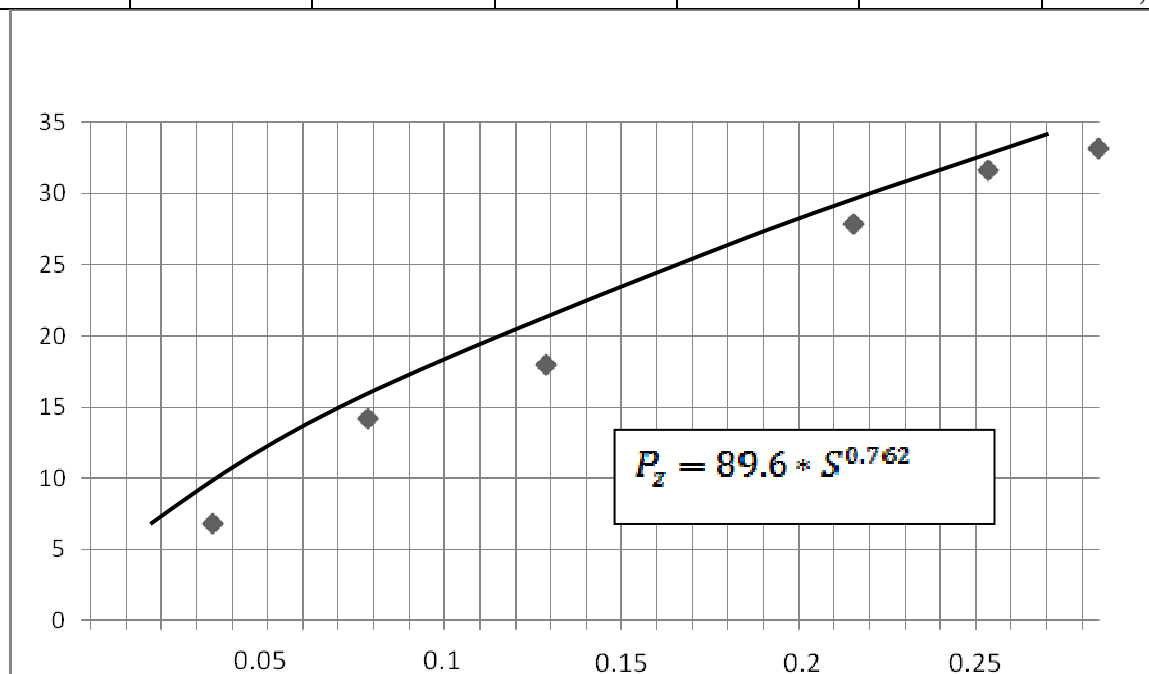


Рисунок 2 – Зависимость силы P_z от подачи S.

Как следует из опытных данных, зависимости силы P_z от подачи и глубины резания совпадает с известными закономерностями [2], что подтверждает возможность использования датчика мощности, подключенного к компьютеру, для определения сил резания. Показания датчика стабильны,

результаты опытов воспроизводимы (при одинаковых условиях). Один и тот же датчик можно применять практически на всех металлорежущих станках. Его применение целесообразно и с экономической точки зрения.

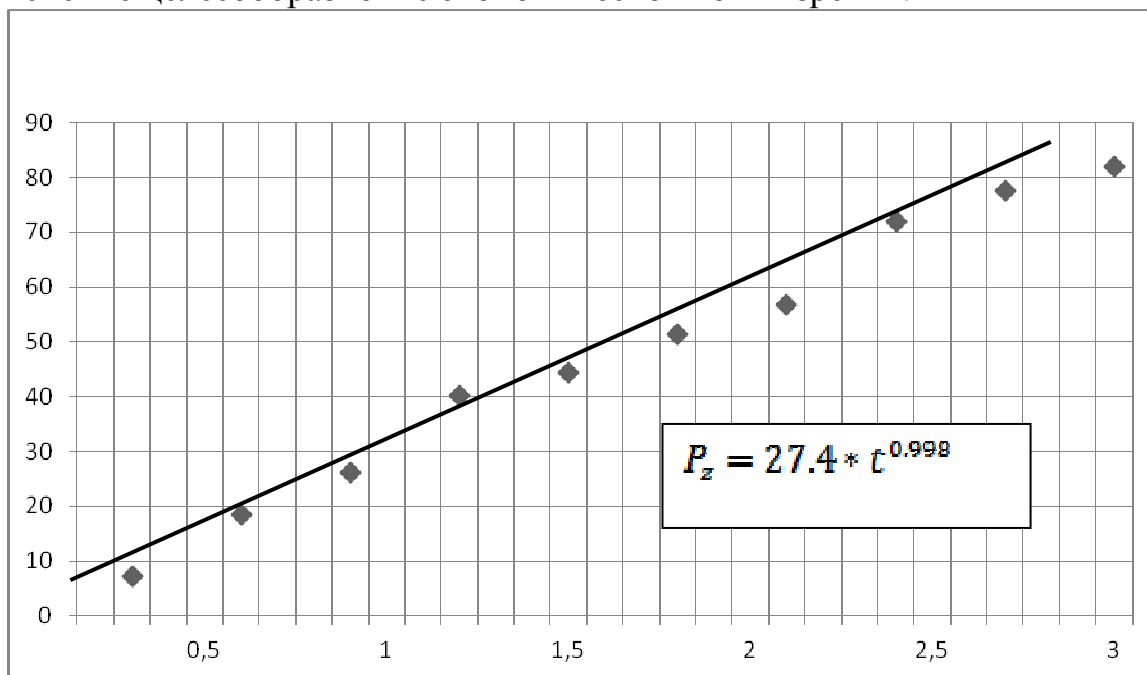


Рисунок 2 – Зависимость силы P_z от глубины резания t

Датчик мощности можно использовать также для определения оптимальных режимов резания [4] и их автоматического поддержания в процессе резания [3].

Список литературы

1. Синопальников В.А Надежность и диагностика технологических систем / В.А. Синопальников, С.М. Григорьев. Учебник. – М.: МГТУ «Станкин», Янус-К. – 2003. – 331 с.
2. Справочник технолога машиностроителя. В 2-х т. / Под ред. Косиловой А.Г. и Мещерякова Р.К. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985.
3. Терешин М.В. Оперативное регулирование и многопараметрическое диагностирование процесса резания. – Великий Новгород: НовГУ им. Ярослава Мудрого, 2012. – 166 с.
4. Косенко А.И. Оптимизация процессов резания: Учебно-метод. пособие. – Великий Новгород: НовГУ им. Ярослава Мудрого, 2013. – 82с.

КОНЦЕПЦИЯ ИННОВАЦИОННОГО УПРАВЛЕНИЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫМ ХОЛДИНГОМ

Марчук В.И.

*Юргинский технологический институт (филиал), Национальный
исследовательский Томский политехнический университет, Юрга*

Ключевые слова: инновационная концепция, машиностроение, инновация.

Аннотация. В статье представлена инновационная концепция машиностроительной отрасли, предложены задачи и направления корпоративного управления машиностроительных предприятий, а также указаны проблемы и пути их решения.

Машиностроение во всем мире считается, одной из ведущих отраслей производства. Его развитие характеризует уровень как научно-технического потенциала страны, так и обеспечения ее безопасности, также зависят удельные показатели валового внутреннего продукта, производительность труда в отраслях народного хозяйства. Но в машиностроение, как и в любой отрасли производства, присутствуют свои проблемы, необходимо внедрение инноваций. В машиностроении существуют проблемы, которые препятствуют развитию инноваций. Некоторые из них это, кризисное состояние многих машиностроительных предприятий, неэффективная система управление, нехватка квалифицированных кадров, упадок рабочей силы, несоответствие служащих и рабочих, устаревшее оборудование и многое другое [1]. Для решения этих проблем необходимо выстроить свою перспективу развития, также необходима государственное регулирование предприятий. В машиностроении необходимо развитие промышленного производства на основе финансового поддержке организаций. повышения уровня технической оснащенности и технологического уровня производства, контроль качества продукции как входной, так и выходной, формирование конкурентных и эффективных рынков продукции. Переход машиностроения на инновационный путь развития, является прежде всего главной задачей Правительства РФ, так как решение этой задачи обеспечит перевод этой отрасли на более высокий путь развития, а также достижение конкурентоспособности на рынках мира [1]. Одним условием развития машиностроительной отрасли по пути инноваций является формирование инновационной системы. Инновация определяет как процесс использования в той или иной форме новшеств, которые направлены на повышение технико-экономического уровня машиностроительной продукции и улучшения процесса управления качеством на предприятии. Следовательно, инновационная деятельность машиностроительного комплекса определяется как процесс создания нововведений и их реализацию на сторону или в собственные разработки новой продукции, а также в собственные виды какой-либо деятельности: операционной, финансовой, инвестиционной, в том числе в управление качеством машиностроительной продукции. Основным

направлением инновационного развития является расширение ассортимента товаров и услуг, соответствие требованиям правил и стандартов, расширение традиционных рынков сбыта, увеличение затрат на обучение и подготовку персонала, еще одно не менее важное условие, которое присутствует – это улучшение качества продукции. В настоящее время используют старые технологии в производстве, происходит износ основных фондов. Продукция должна производиться на инновационной основе с целью создания каких-либо новых разработок и соответствовать мировым стандартам. На предприятиях необходимо активизировать процессы создания инноваций, внедрения инноваций в деятельность работы, распространения инноваций, применения инновационных продуктов, услуг или технологий в каких-либо местах и условиях. Чтобы инновации в машиностроении в дальнейшем эффективно развивались нужно прибегнуть, к так называемой единой системе управления инновационного потенциала – это создание общероссийских машиностроительных холдингов, которые будут объединять все машиностроительные предприятия во всех регионах страны.

Управление инновационными процессами в машиностроении осуществляется на основе функционирования общероссийского холдинга, который создан с целью повышения качества продукции, для более эффективной конкурентоспособности на рынке машиностроения и укрепления промышленной базы РФ. Чтобы отечественное машиностроение оставалось одной из важнейших отраслей машиностроения, нужна модернизация производства и, естественно, переход предприятий на инновационный путь развития [3]. По моему мнению, именно холдинг машиностроительных предприятий поможет решить проблемы в машиностроении, он и создается с целью объединения нескольких предприятий, чтобы произвести некий анализ данных предприятий, и выдвинуть наиболее точную систему управления инновациями. Принципиальная позиция холдинга в отрасли исходит из того, что развитие бизнеса в машиностроении возможно на основе долгосрочных контрактов делегированного управления с принятием на себя инвестиционных обязательств.

Список литературы

1. Горшков В.Г. Корпоративное управление: учебное пособие / В.Г. Горшков, В.А. Яшкин, Ю.В. Шеншинов. – Барнаул: Изд-во ААЭП, 2010.
2. Кабушкин Н.И. Основы менеджмента: учебник, 11-е изд., испр. – М.: Новое знание, 2009.
3. Совет директоров как мировой стандарт корпоративного управления компанией / Под ред. И.В. Беликова – М.: Эксмо, 2008.

ЭЛЕКТРОИМПУЛЬСНОЕ СПЛАВЛЕНИЕ НЕСМЕШИВАЮЩИХСЯ КОМПОНЕНТОВ КАК СПОСОБ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ОСЕВЫХ МИКРО ПОДШИПНИКОВ

Левченко В.А., Пономарев С.Г., Шляпин А.Д.

Московский государственный индустриальный университет, Москва

Ключевые слова: контактное легирование, электроимпульсное сплавление, сплав монотектического состава, осевые микро подшипники.

Аннотация. Предлагается методика получения упорных дисков осевых микро подшипников по технологии контактного легирования с использованием установки электроимпульсного сплавления.

Введение

Технология, основанная на легировании одного из реагентов, находящегося в твердом состоянии, другим реагентом из расплава. получила название "контактное легирование" (КЛ) [1]. В работах [2, 3] было продемонстрировано применение этой методики при изучении закономерностей взаимодействия в системах медь свинец, алюминий - свинец, железо - свинец. Как показали результаты работы [4] существует возможность управлять процессом легирования меди свинцом, изменяя количество энергии, подводимой к зоне контакта металлов (определялась длительностью электрического тока) и изменением количества легирующего компонента.

Цель данной работы состоит в том, чтобы, используя установку электроимпульсного сплавления продемонстрировать возможность использования технологии контактного легирования для получения антифрикционных поверхностей для осевых микроподшипников.

Схема эксперимента

Структурные превращения при электроимпульсном воздействии на зону контакта металлов медь-свинец изучали на специально созданной в МГИУ установке [5]. Эта установка успешно применялась при проведении подобных исследований для различных систем несмешивающихся компонентов (см. [2], [3]). Схема работы установки состоит в следующем. Свинцовый диск, находящийся в контакте с медными пластинами, подвергался быстрому нагреву (длительность импульса от 0.01с до 0.4с) под действием переменного электрического тока с амплитудой 2000А. Так как при этом свинец располагался в замкнутой полости (см. рис.1), то тепловое расширение материалов приводило к образованию избыточного давления в области взаимодействия, что способствовало ускоренному проникновению легкоплавкого компонента в легируемый материал. Обычно длительность импульса тока τ составляла от 0,01с до 0,4с. Свинцовые образцы выполнялись в виде дисков диаметром D до 6мм (площадь легируемой области примерно 28мм^2) и толщиной H от 0.2 до 1.2мм. С помощью изменения H и τ можно

контролировать процентное соотношение компонентов в зоне сплавления. Для получения больших участков легированной поверхности выполнялись несколько последовательных актов взаимодействия.

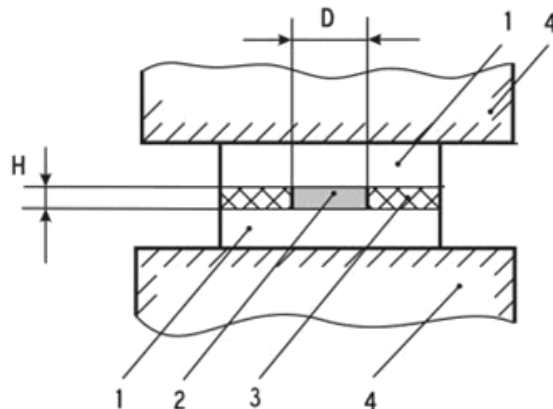


Рисунок 1 – Схема экспериментальной сборки: 1 – медные пластины, 2 – полость, содержащая свинец, 3 – изолятор, 4 – электроконтакты

Результаты исследований

С помощью описанной выше методики удастся произвести контактное легирование медной пластины свинцом на глубину до 2мм и при этом получить в зоне сплавления равномерное и мелкодисперсное распределение свинца. В зависимости от длительности τ и толщины H удавалось получить зоны сплавления, в которых средняя концентрация свинца η составляла от 10мас.% до 67мас.%.

Для измерения коэффициента трения скольжения K_{tr} было проведено легирование медной пластины свинцом в пределах прямоугольной области с размерами 10мм на 14мм, при этом средняя концентрация свинца составляла 32 ± 5 мас.% (образец 1). Образец 2 был получен при тех же условиях, что образец 1, но с последующим отжигом при 500°C и закалкой в воду. Таким образом, зона сплавления содержала медно-свинцовый сплав по составу близкий к монотектическому, при этом наблюдалось равномерное распределение свинца с размером включений от 0.1 до 1мкм. Измерение K_{tr} проводилось без смазки на трибометре TRB-S-EE-0000 фирмы CSM Instruments с использованием стального шарика диаметром 6 мм, при нагрузке 0.25Н. Все результаты измерений представлены в таблице 1. Здесь же представлены результаты испытаний образцов, изготовленных из частей промышленных втулок, исполнявших роль подшипников скольжения.

Как видно из таблицы, значение K_{tr} полученное для образца 1 и 2 близко к значению для свинцовой бронзы БрС30 ($K_{tr} = 0.20$) и меньше соответствующих значений для промышленных материалов. В последней графе таблицы приведены значения K_{tr}^* , полученные в экспериментах продолжительностью 114 минут при нагрузке 1Н. Видно что опытные образцы 1 и 2 отличаются большей стабильностью результатов, чем промышленные втулки.

Таблица 1

Образец	Состав	K_{tr}	K_{tr}^*
Образец 1	<i>Cu</i> 68мас.%, <i>Pb</i> 32мас.%	0,23	0,45
Образец 2	<i>Cu</i> 68мас.%, <i>Pb</i> 32мас.%	0,3	0,5
Втулка 1	<i>Cu</i> 75мас.%, <i>Pb</i> 25мас.%	0,25	0,6
Втулка 2	<i>Cu</i> 85мас.%, <i>Pb</i> 10мас.%, <i>Sn</i> 5мас.%	0,45	0,8

Таким образом, предложенная технология вполне приемлема для изготовления антифрикционных поверхностей осевых микроподшипников.

Список литературы

1. Авраамов Ю.С., Шляпин А.Д. Сплавы на основе систем с ограниченной растворимостью в жидком состоянии.– М.: Интерконтакт наука, 2002. –372 с.
2. Авраамов Ю.С., Кошкин В.И., Панин В.Е., Руденко И.Б., Шляпин А.Д. Влияние электроимпульсной обработки на микроструктурные превращения в зоне контакта разнородных металлических веществ // Перспективные материалы. – 2006. – № 6. – С. 10-14.
3. В.И. Кошкин, А.Н. Кравченков, В.А. Нижник, И.Б. Руденко, В.В. Рыбальченко, А.Д. Шляпин Структурные превращения в зоне контакта металлов Al и Pb, Fe и Pb при электроимпульсном воздействии 7 // Машиностроение и инженерное образование. – 2012. – №1. – С. 23-27.
4. Пономарев С.Г., Рыбальченко В.В. Сценарии развития электроимпульсного сплавления в системе медь – свинец // Машиностроение и инженерное образование. – 2014. – №1. – С.16-20.
5. Патент №71088 РФ. Установка для обработки токопроводящих материалов импульсами электрического тока с регистрацией параметров процесса измерения их физико-механических свойств / Руденко И.Б., Кошкин В.И., Нижник В.А., Шляпин А.Д. – №2007121857; приоритет от 13.06.2007; опубл. 27.02.2008, Бюл. №6.

РАЗРАБОТКА УСТРОЙСТВА ДЛЯ РАЗДАЧИ ТРУБ

Безукладников А.И., Паршин С.В.

Уральский федеральный университет им. первого Президента России

Б.Н.Ельцина, Екатеринбург

Ключевые слова: профильная труба, раздача труб, ремонт скважин, конусная оправка.

Аннотация. В работе рассмотрен проект устройства для ликвидации осложнений при бурении нефтяных скважин с помощью установки профильных перекрывателей. Установка профильных перекрывателей осуществляется конической оправкой.

При добыче нефти из скважин могут возникать различные виды осложнений, например, повреждение бурильных колонн. Для местного ремонта поврежденных бурильных колонн, в настоящее время используют профильные перекрыватели, у которых принудительно увеличивают поперечное сечение на участке их монтажа; тем самым снимается проблема изменения конструкции скважины. При такой технологии восстановления поврежденных участков бурильных колонн предварительно профилируют обсадные трубы по всей длине с уменьшением их поперечного сечения, а после спуска в скважину эти трубы выправляют до исходных размеров путем раздачи и плотно прижимают к стенке скважины.

Существуют несколько способов раздачи профильных труб внутри скважины: раскатка их профилирующими роликами, раздача труб жидкостью высокого давления и раздача оправкой.

Далее рассмотрен проект устройства для раздачи трубы оправкой.

Машина (рисунок 1) осуществляет проталкивание профильной оправки через трубу, установленную в скважине. Привод устройства проталкивания состоит из двух гидроцилиндров. Захват трубы осуществляется с помощью двух губок (4), которые прижимаются к трубе с помощью двух гидроцилиндров.

Установив проблемную зону в скважине, поврежденный участок расширяют в диаметре, затем к нему подводят профильную трубу. После этого проталкивающее устройство приводится в рабочее положение (части рамы (2) сводятся и закрепляются одна в другой). Подается давление на проталкивающие гидроцилиндры устройства (3), после чего они поднимают раму в верхнее положение. Подается давление на гидроцилиндры захвата, и они захватывают колонну. Начинается процесс раздачи трубы, который заключается в том, что устройство проталкивает «шток» (1) на один шаг. После чего захваты разжимаются, и рама вновь поднимается в верхнее положение. Цикл повторяется вновь, до полной раздачи трубы.

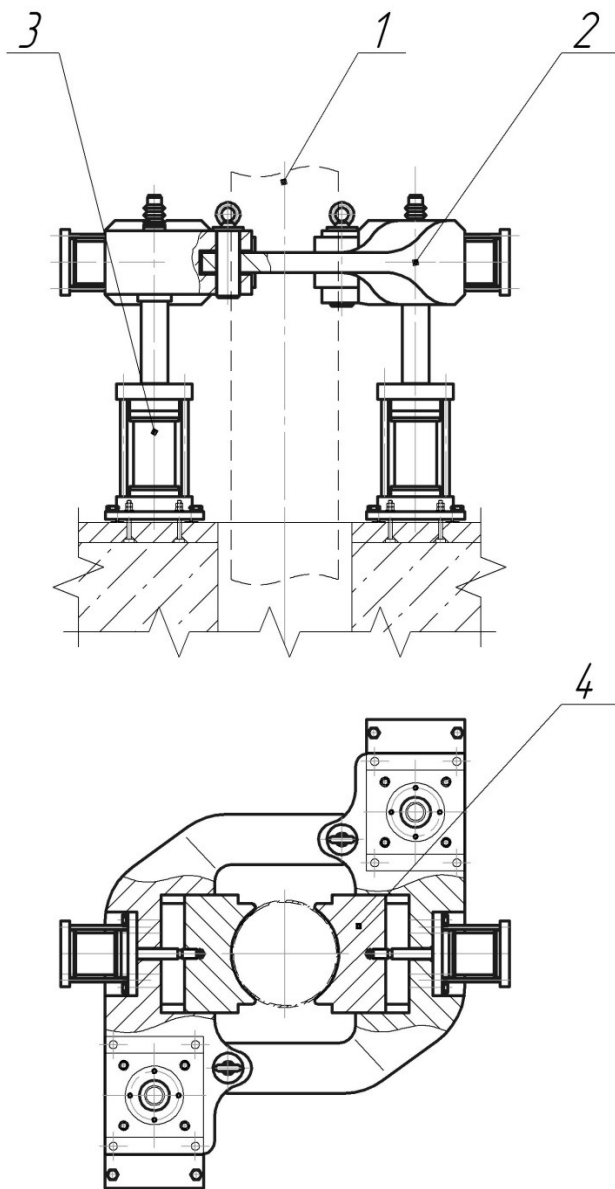


Рисунок 1 – Устройство для раздачи труб оправкой

По окончании раздачи устройство опускается в нижнее положение, давление на гидроцилиндры отключают и устройство разводят в нерабочее положение.

Значительных преимуществ различного рода можно добиться при использовании специальных способов приложения дополнительных нагрузок к трубе при раздаче. Так, для снижения усилия проталкивания оправки через профиль может быть использован способ, включающий дополнительную подачу внутрь профиля трубы жидкости высокого давления. При этом усилие проталкивания оправки значительно снижается, улучшаются условия трения на рабочей поверхности конуса. Последнее связано с тем, что профиль раздается до некоего промежуточного положения при помощи одного только давления жидкости, а окончательная раздача и калибровка профиля производится конусом. В то же время значительного повышения поврежденности металла при раздаче конусом не происходит [1]

Большим резервом для повышения эффективности добычи нефти является увеличение срока службы скважин и

ускорение в них восстановительных работ. В настоящее время продолжительность ремонта скважин нередко превышает время их строительства, именно поэтому уменьшение простоя скважин в ремонте является на сегодняшний день одним из важнейших вопросов для нефтедобывающей промышленности. Рассматриваемый в данной работе метод раздачи трубы оправкой может существенно сократить время необходимое на раздачу профильного перекрывателя, а значит и существенно снизить время, затрачиваемое на ремонт.

Список литературы

1. Паршин С.В. Совершенствование процессов и машин для изготовления холоднопрофилированных труб на основе моделирования очага деформации: дисс. ... докт. техн. наук: 05.03.05 / Паршин Сергей Владимирович. – Екатеринбург: УПИ им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, 2009.

ИНВАЛИДНАЯ КОЛЯСКА ДЛЯ ЛИЦ С ОДНОЙ ДЕЙСТВУЮЩЕЙ РУКОЙ

Емельянов В.Н., Олисов В.Н., Петухов М.Ю.

*Новгородский государственный университет им. Ярослава Мудрого,
Великий Новгород*

Ключевые слова: инвалидная коляска, узел связи ведущих колес, реверсивный механизм, механизм переключения.

Аннотация. В статье описана инвалидная коляска с механическим приводом для лиц с одной действующей рукой.

Человек с одной действующей рукой не может самостоятельно перемещаться на обычной инвалидной коляске без посторонней помощи, так как при вращении одного ведущего колеса коляска будет поворачиваться на месте. Есть примеры колясок специальной конструкции для лиц с одной действующей рукой, например, по патентам РФ [1,2]. Их недостатками являются сложность конструкции, сложная процедура управления движением коляски, недостаточная маневренность (поворот по большому радиусу, невозможно развернуться на месте).

На кафедре «Технология машиностроения» (ТМ) Новгородского государственного университета им. Ярослава Мудрого (НовГУ) разработана конструкция коляски для лиц с одной действующей рукой, лишенная этих недостатков (см. патент РФ [3]). За базу принята обычная серийная инвалидная коляска, которая состоит из рамы, прикрепленных к ней сиденья, спинки, подлокотников, опор для ног, двух ведомых (передних) самоустанавливающихся колес малого диаметра и двух ведущих (задних) колес большого диаметра с прикрепленными к ним обручами для ручного управления движением коляски. Под сиденьем устанавливается узел связи ведущих колес (далее – узел связи), содержащий реверсивный механизм и механизм переключения. С помощью узла связи становится возможным управлять движением коляски одной рукой.

На рисунке 1 показан разрез коляски с установленным узлом связи горизонтальной плоскостью, проходящей через ось ведущих (задних) колес (Крестиками малого размера показаны места неподвижных соединений. Крестиками больших размеров показаны подшипники). Рычаг 16 механизма переключения находится в положении I. Ведущие колеса соединены «напрямую». На рисунке 2 показана коляска в изометрии (спинка и сиденье сняты, спицы на ведущих (задних) колесах не показаны).

Детали узла связи размещены в корпусе 10, закрепленном на раме 1 коляски (рисунок 1). На левой части оси 4 закреплены ведущее (заднее) колесо 2 с обручем 3 и (первая) шестерня 5, а также выполнены шлицы, на которых с возможностью осевого перемещения установлена первая полумуфта 6 с

торцевыми зубьями. Полу муфта 6 может занимать два фиксированных положения с помощью механизма переключения. На цилиндрической поверхности полу муфты 6 выполнена кольцевая проточка «а». Правая часть оси 4 выполнена гладкой, на ней с возможностью вращения установлена втулка 7, на которой закреплены (второе) ведущее колесо 2 с обручем 3, (вторая) шестерня 8 и вторая полу муфта 9 с торцевыми зубьями. Ось 4 и втулка 7 опираются на подшипники 18. Полу муфта 9 в первом положении I рычага 16 механизма переключения находится в зацеплении с первой полу муфтой 6.

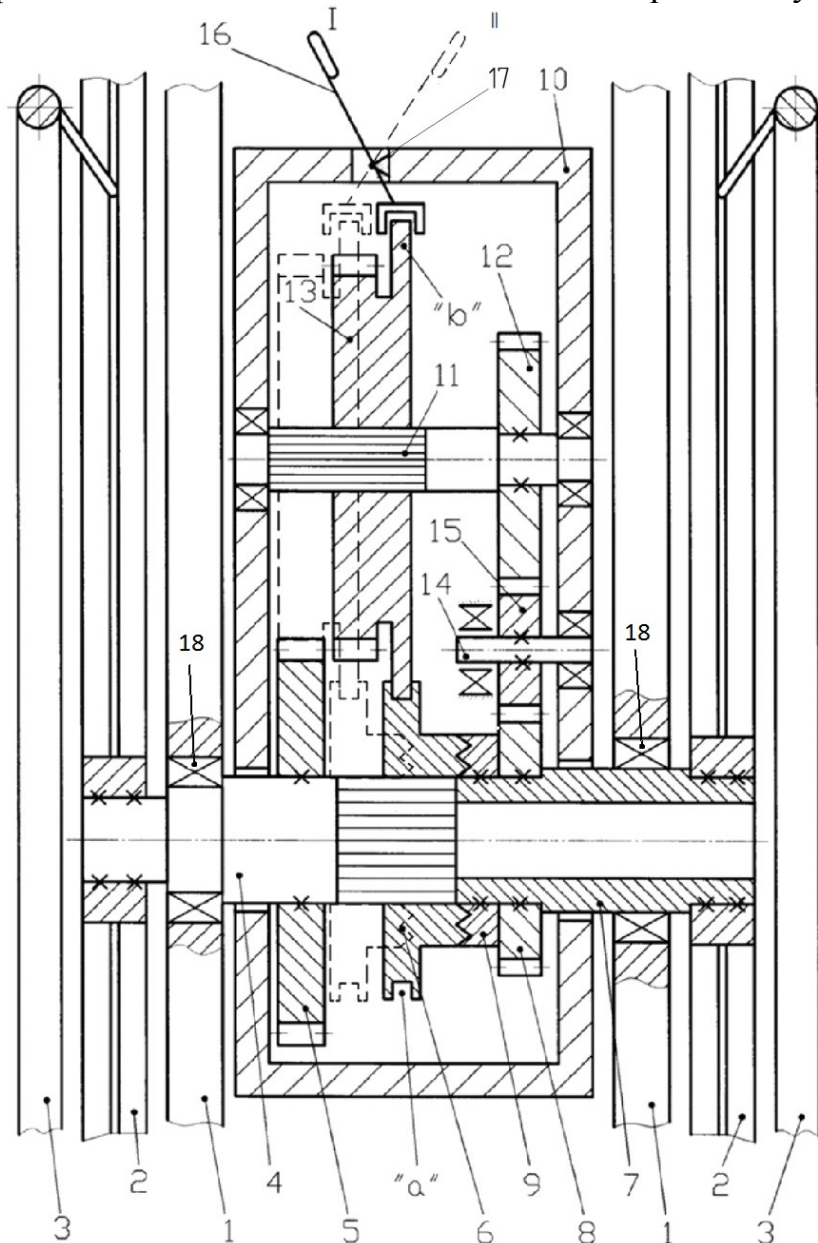


Рисунок 1 – Разрез узла связи горизонтальной плоскостью

Ведущие колеса 2 соединены «напрямую». (Полу муфты 6 и 9 в совокупности составляют механическую сцепную зубчатую муфту). В подшипниках корпуса 10 установлен вал 11, на правом (по рисунку 1) конце которого закреплена (третья) шестерня 12. На левом конце вала 11 выполнены шлицы, на которых с возможностью осевого перемещения установлена (четвертая) шестерня 13. На торце шестерни 13 выполнен кольцевой выступ

«б», который входит в кольцевую проточку «а» первой полумуфты 6. Во втором положении II (на рисунке 1 показано пунктирными линиями) рычага 16 механизма переключения шестерня 13 находится в зацеплении с (первой) шестерней 5. На оси 14, установленной в подшипниках корпуса 10, установлена паразитная шестерня 15, которая находится в постоянном зацеплении с шестернями 8 и 12. (В совокупности перечисленные детали составляют реверсивный механизм).

Механизм переключения состоит из рычага 16, установленного с возможностью поворота на оси 17, закрепленной в корпусе 10, шестерни 13 и полумуфты 6. Вилка, установленная на нижнем конце рычага 16, охватывает кольцевой выступ «б» шестерни 13, который входит в кольцевую проточку «а» полумуфты 6. Рычаг 16 может занимать два фиксированных положения – I и II. Один конец рычага 16 управляется рукой пассажира, а второй – взаимодействует с кольцевым выступом «б» (четвертой) шестерни 13.

К боковым поверхностям рамы 1 прикрепляют (приваривают или привинчивают) две пластины 19 (рис.2) с выемками. В эти выемки заводят ось 4 и втулку 7 собранного узла связи ведущих колес. К пластинам 19 приворачивают корпуса 20, в которых размещают подшипники 18, на которые опираются ось 4 и втулка 7. На оси 4 и втулке 7 закрепляют колеса 2 с оброчами 3 для ручного управления. Коляска готова к эксплуатации.

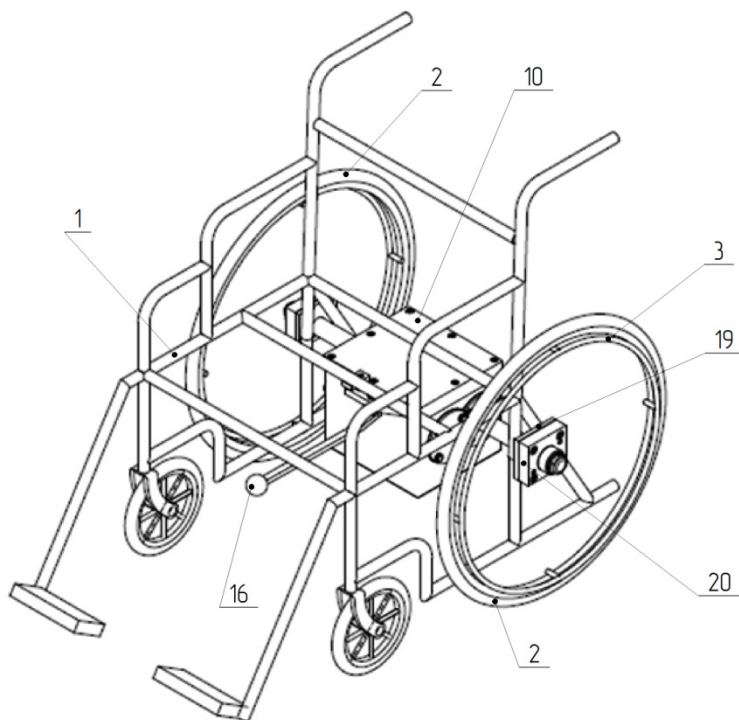


Рисунок 2 – Коляска в изометрии

Коляска управляется следующим образом. В положении I (рисунок 1) рычага 16 полумуфты 6 и 9 находятся в зацеплении, а шестерни 5 и 13 выходят из зацепления. Ведущие колеса 2 соединены «напрямую». В этом случае при вращении любого ведущего колеса 2 второе ведущее колесо будет вращаться в том же направлении, и коляска будет двигаться прямолинейно (вперед или назад). Шестерни 5, 8, 15, 12 и 13 будут вращаться вхолостую.

В положении II рычага 16 полумуфты 6 и 9 выходят из зацепления, а шестерни 5 и 13 входят в зацепление (на рисунке 1 показано пунктирными линиями). В этом случае при вращении любого ведущего колеса 2 вращение на второе ведущее колесо будет передаваться через шестерни 5, 8, 15, 12 и 13 реверсивного механизма, и второе ведущее колесо будет вращаться в противоположном по отношению к первому ведущему колесу направлении. Коляска будет поворачиваться вокруг вертикальной оси, находящейся посреди ведущих колес 2 (при условии, если число зубьев шестерни 5 - Z_5 и число зубьев шестерни 13 - Z_{13} будут равны меж собой: $Z_5=Z_{13}$, а $Z_8=Z_{12}$).

Лицо, управляющее коляской, вначале устанавливает рычаг 16 в положение I, коляска будет двигаться по прямой (вперед или назад). В нужный момент следует установить рычаг 16 в положение II, повернуть коляску на требуемый угол, или развернуть ее, установить рычаг 16 в положение I и продолжать движение по прямой.

Таким образом, обычная инвалидная коляска, оснащенная описанным узлом связи, может использоваться лицом с одной действующей рукой для самостоятельного перемещения без посторонней помощи. Упрощается процедура управления движением коляски, улучшается маневренность коляски. Коляска универсальна, так как ей можно управлять любой рукой, находящейся в рабочем состоянии. Если же у пользователя обе руки в рабочем, но ослабленном состоянии, он может использовать руки попеременно или одновременно в зависимости от своего состояния.

Если необходимость в узле связи ведущих колес отпадает, его легко можно демонтировать, и коляска превращается в обычную.

На кафедре ТМ НовГУ разработан технический проект узла связи ведущих колес. Узел представляет собой плоскую коробку (корпус) с размерами $L \times B \times H = 275 \times 295 \times 212$ мм³. Масса узла связи ориентировочно составляет 25кг. Себестоимость изготовления при серийном производстве – ориентировочно 15000-18000 руб.

Список литературы

1. Патент № 2237457 РФ. МПК А61G5/02. Инвалидная универсальная коляска / А.Г. Дворянидов. – Оpubл. 10.10.2004.
2. Патент №2237458 РФ. МПК А61G5/02. Инвалидная универсальная коляска / А.Г. Дворянидов. – Оpubл. 10.10.2004.
3. Патент № 2475222 РФ. МПК А61G5/02. Инвалидная коляска / В.Н. Емельянов, В.В. Тимофеев. – Оpubл. 20.02.2013.

ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ РОТАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ РАЗЛИЧНЫХ ПРОФИЛЕЙ

Попов М.Ю.

Южно-Уральский государственный университет, Челябинск

Ключевые слова: процесс резания, ротационный режущий инструмент, простые и фасонные поверхности, параметры ротационной обработки.

Аннотация. Рассмотрены современные тенденции процесса механической обработки с учетом применения ротационных инструментов. Выявлены основные группы параметров ротационной обработки и их влияние на формирование различных профилей.

Одним из основных форм обработки изделий в современном машиностроении остается процесс резания, который является доступным и достаточно универсальным для большинства машиностроительных предприятий. История обработки резанием напрямую связано с развитием режущих инструментов. При появлении новых инструментальных материалов (твердые сплавы, керметы, минералокерамика, кубический нитрид бора, алмазы) наряду с усовершенствованием конструкций инструментов удавалось увеличить их теплостойкость, повысить скорость резания. Это положительно сказывалось на производительности обработки. С развитием инструментов из новых инструментальных материалов потребовалось новое металлорежущее оборудование - станки с ЧПУ. Они способны обеспечивать не только высокую точность и качество обработки, но и соответствовать требованиям новых инструментальных материалов. Примером может служить использование на станках инструментов, оснащенных поликристаллическим алмазом, которые как правило имеют ограничения по минимальной частоте вращения в 20000 об/мин при фрезеровании и в 25000 об/мин при сверлении.

Таким образом, наблюдается общая сложившаяся тенденция развития обработки резанием, когда для достижения повышения производительности обработки требуются новые инструментальные материалы, увеличивающие скорость резания, в том числе при обработке труднообрабатываемых материалов. Наряду с этим необходимо усовершенствование конструкций режущих инструментов, а также развитие металлорежущего оборудования. Последнее обеспечивает не только выполнение требований чертежа детали, но и повышение производительности за счет увеличения режимов обработки, учета требований к современным материалам и конструкциям инструментов. Такое развитие обработки резанием свойственно при использовании инструментов, имеющих постоянный контакт узкого участка режущего лезвия в процессе обработки. Использование инструментов с обновляющимся режущими кромками способно сделать шаг «назад» в имеющейся тенденции развития обработки резанием, опуститься «на одну ступеньку в низ» по использованию инструментальных материалов. Исходя из опыта работы [1-3] созданных конструкций ротационных инструментов (РИ), возможна обработка

труднообрабатываемых материалов с повышением режимов резания (до пяти раз), стойкости инструментов (до десяти раз), а также снижение сил резания, температуры в зоне резания, общей мощности, затрачиваемой на резание.

Ротационная обработка поверхностей типа «плоскость», «цилиндр» достаточно хорошо изучена как отечественными учеными (Бобров В.Ф., Землянский В.А., Коновалов Е.Г., Ледяев, В.В., Лупкин Б.В., Ящерицин П.И. и др.), так и зарубежными (Ezugwu E.O., Kishawy H.A., Li L., Carlsson T., Wangshen Hao, и др.). Исследования по формированию более сложных фасонных поверхностей практически не рассматривалось. Между тем данные поверхности зачастую встречаются на деталях и, как известно, имеют трудности в формировании. Поэтому исследование процесса ротационной обработки фасонных поверхностей является достаточно актуальным.

По мнению автора одним из важных аспектов ротационного формирования фасонных поверхностей является назначение параметров обработки. Рассматривая ротационную обработку любых типов поверхностей, следует выделить следующие основные группы параметров, относящиеся к: обрабатываемой поверхности (исходный материал, профиль, требования к качеству и физико-механическому состоянию поверхностного слоя и т.п.); ротационному инструменту (конструктивные, подшипниковых узлов, рабочего элемента и т.д.), установке РИ относительно заготовки [3], типу привода рабочего элемента. Первая группа параметров является исходной и во многом определяет другие. Последняя группа параметров зачастую связана с наличием или отсутствием дополнительного привода, который на современных станках из-за применения традиционных инструментов не предусмотрен. Поэтому в большинстве случаев применяется самовращающийся РИ, который при получении поверхностей с прямолинейными образующими как правило не вызывает трудностей в отличие от формирования фасонных поверхностей. Так при обработке сложных участков фасонного профиля, винтовой поверхности с определенным сочетанием профиля, шага и материала заготовки самовращение режущего элемента зачастую не возможно. Это является одним из ограничивающих факторов при назначении типа привода при ротационной обработке фасонных поверхностей.

Одной из важных групп параметров ротационной обработки являются параметры, относящиеся к установке РИ относительно заготовки. Они имеют существенное значение при ротационной обработке в отличие от формирования профиля традиционными инструментами, поскольку обеспечивают обновление режущей кромки и способствуют обеспечению формирования заданного профиля. По значимости влияния на получаемую поверхность в первую очередь следует рассматривать первую или вторую схему резания. При назначении последней, когда стружка скользит по боковой торцовой поверхности режущего элемента, следует предполагать черновую обработку любых поверхностей со снятием значительного слоя припуска. Данная схема также предполагает в процессе обработки упрочнение поверхностного слоя. В случае формирования фасонной поверхности необходимо учитывать увеличенную ширину профиля для размещения режущего элемента. Первая

схема резания (стружка образуется на большей плоскости режущего элемента) рекомендуется для чистовой обработки всех профилей. При этом формирование фасонной поверхности упрощается вследствие уменьшения параметров настройки режущего элемента.

Другим параметром из рассматриваемой группы, имеющий существенное влияние на возможность формирования фасонного профиля, является угол наклона режущей кромки режущих элементов (λ). Данный параметр при обработке различных профилей назначается для обеспечения процесса ротационного резания, а также для выбора чистовой или черновой обработки (направление резания прямое или обратное). При значениях угла λ близких к 0° или 90° окончательное формирование ряда фасонных участков профиля, где происходит резкое изменение направления кривых, может быть затруднительно. Последнее связано с возможным контактом задней поверхности режущего элемента с обработанной ранее частью профиля. Особенно это может проявляться при отсутствии затылования задней поверхности. Следует обратить внимание и на расположение режущего элемента относительно оси заготовки. В случае расположения выше или ниже оси появляются дополнительные погрешности, имеющие большее влияние при формировании фасонного профиля.

Группа параметров, относящаяся к самому ротационному инструменту, должна быть направлена на обеспечение точного вращения режущего элемента вокруг своей оси (повышенная жесткость, надежная конструкция подшипникового узла и т.п.), что снижает погрешности формируемых поверхностей. Для формирования фасонных поверхностей особо следует обратить внимание на наличие степеней свободы режущего элемента, что способствует получению сложных фасонных профилей.

В целом можно отметить об идентичности параметров ротационной обработки, предназначенных для формирования любых профилей. Однако для обработки наиболее сложных поверхностей – фасонных имеются существенные отличия в установлении значений параметров. В этом случае необходимо обеспечивать не только сам процесс ротационного резания, но и способствовать формированию заданного профиля. При этом следует учитывать как выполнение геометрических параметров, так и заданных свойств обработанной поверхности.

Список литературы

1. Коновалов Е.Г. Прогрессивные схемы ротационного резания металлов / Е.Г. Коновалов, В.А. Сидоренко, А.В. Соусь. – Мн.: Наука и техника, 1972. – 272 с.
2. Землянский В.А., Лупкин Б.В. Обработка высокопрочных материалов инструментами с самовращающимися резцами. – К.: Техніка, 1980. 120 с.
3. Ящерицын П.И., А.В. Борисенко, И.Г. Дривотин, В.Я. Лебедев. Ротационное резание материалов. – Мн.: Наука и техника, 1987. – 229 с.

ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ БУКСЫ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

Бородин А.В., Иванова Ю.А., Гриц Д.Б.

Омский государственный университет путей сообщения, Омск

Ключевые слова: подшипник, подпятник, букса, модернизация, долговечность.

Аннотация. В статье представлены конструкция и расчет долговечности буксы грузового вагона повышенной нагрузочной способности. Двухуровневая модернизация предполагает применение двухрядного роликового подшипника и шарового подпятника.

Типовая букса грузового вагона содержит два цилиндрических роликовых подшипника. Разноразмерность и отклонения геометрических параметров посадочных поверхностей колец подшипников приводят к неравномерному распределению радиальной нагрузки, что вызывает перекос осей роликов, снижает нагрузочную способность подшипников, ухудшает условия их работы и существенно снижает ресурс.

Для исключения негативных последствий неравномерной нагрузки на подшипники предлагается конструкция буксы грузового вагона с двухуровневой модернизацией (рисунок 1).

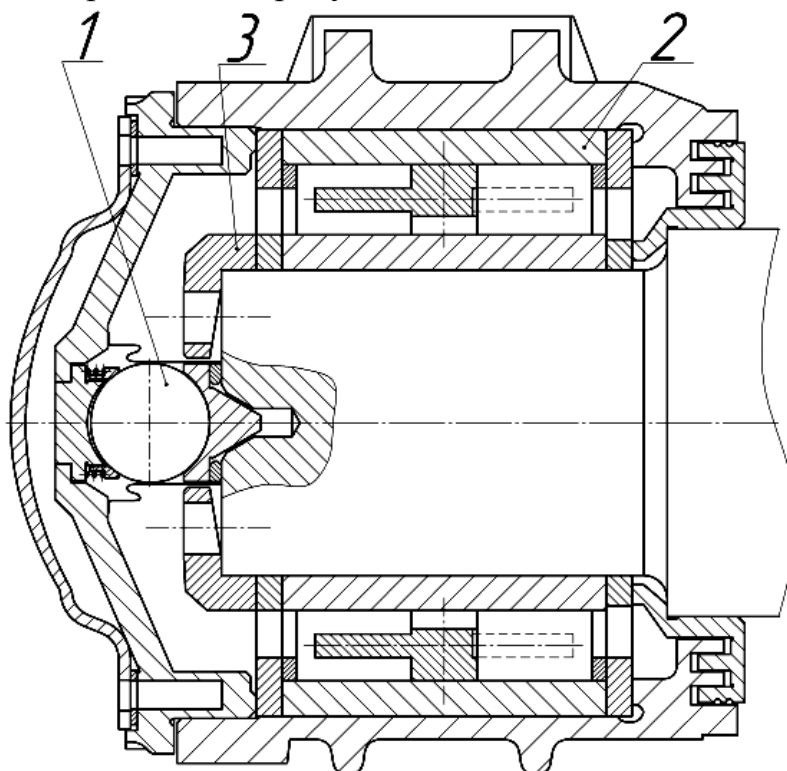


Рисунок 1 – Букса грузового вагона с двухуровневой модернизацией

Первый уровень модернизации предполагает введение в буксу с торцевым креплением тарельчатой шайбой 3 шарового подпятника 1 для восприятия горизонтальной поперечной нагрузки [1, 2].

Второй уровень модернизации состоит в применении двухрядного роликподшипника 2 с безбортовыми кольцами [3]. Для повышения нагрузочной способности наружное кольцо двухрядного радиального подшипника с короткими цилиндрическими роликами предлагается выполнить в виде втулки без бортов с приставными кольцами и направляющими кольцами, а сепаратор подшипника – с центрирующим пояском, контактирующим с внутренней поверхностью кольца.

Наружное кольцо обеспечивает минимальные отклонения от цилиндрической формы посадочной поверхности, взаимодействующей с опорной поверхностью корпуса буксы. Цилиндрические поверхности внутреннего кольца позволяют исключить разноразмерность и отклонения форм дорожек качения для роликов. Это способствует более равномерному распределению нагрузки на тела качения. Расположение роликов в шахматном порядке обеспечивает возможность дополнительного нагружения ролика при двухрядном исполнении.

При этом торцевые поверхности пояска сепаратора и направляющих колец определяют симметричное расположение роликов подшипника относительно торцов кольца. Сепаратор и направляющие кольца можно выполнять из антифрикционного материала или из легированной стали с антифрикционным покрытием.

Повышению точности размещения роликов между внутренним и наружным кольцами, уменьшению перекоса осей роликов при вращении способствуют центрирование сепаратора по наружному кольцу и осевое размещение роликов между точно ориентированными торцевыми поверхностями пояска сепаратора и направляющих колец. Отсутствие горизонтальной поперечной нагрузки на торцевые поверхности роликов, окружная подвижность опорных поверхностей направляющих колец позволяют увеличить быстроходность подшипника, а повышенная точность опорных поверхностей дорожек роликов – его нагрузочную способность.

При эксплуатации комбинированной опоры, состоящей из шарового подпятника и подшипникового узла, целесообразно обеспечить их равный ресурс, для расчета которого применительно к буксе грузового вагона предлагается следующая методика.

Расчетный ресурс буксового подшипника L_{10ha} , ч, приравняется к сроку службы шарового подпятника:

$$L_{10ha} = T_{\max} \cdot \quad (1)$$

Ресурс подшипника L_{10ha} , ч, определяется при заданной средней скорости вращения внутреннего кольца n , об/мин, по формуле:

$$L_{10ha} = \frac{10^6 L_{10a}}{60n}. \quad (2)$$

Срок службы шарового подпятника буксы грузового вагона T_{\max} , ч, представляет собой время работы до достижения предельного значения линейного износа его деталей U_{\max} , мкм, в горизонтальном направлении.

Износ деталей шарового подпятника представляет собой суммарный линейный износ сопряжений «пята – шар» и «шар – опора» в горизонтальном направлении:

$$U_{\max} = U_{\text{п-ш}} + U_{\text{ш-о}}. \quad (3)$$

Расчет скоростей изнашивания, мкм/ч, сопряжений «пята – шар» $\gamma_{\text{п-ш}}$ и «шар – опора» $\gamma_{\text{ш-о}}$ производится на основе инженерного расчета износа шаровых поверхностей. При линейной зависимости между временем изнашивания t , ч, и величиной износа U , мкм, скорость изнашивания γ , мкм/ч, в общем случае определяется так:

$$\gamma = \frac{U}{t}. \quad (4)$$

Линейная интенсивность изнашивания:

$$I = \frac{U}{L}, \quad (5)$$

где L – путь трения.

С другой стороны, в соответствии с усталостной теорией изнашивания линейная интенсивность изнашивания I приработанных поверхностей пропорциональна давлению p на поверхностях трения:

$$I = kp, \quad (6)$$

где p – давление, распределенное по поверхности трения, Н/м²;

k – коэффициент износа, показывающий величину линейного износа, мкм, при действии давления 10⁵ Н/м² (1 кгс/см²) на протяжении пути трения 1 км для данной пары материалов и данных условий смазывания, мкм·м²/10⁵Н·км,

тогда

$$\frac{U}{L} = kp, \quad U = kpL. \quad (7)$$

При делении обеих частей формулы на время работы сопряжения

$$\gamma = kp\nu, \quad (8)$$

где ν – скорость относительного скольжения в данной точке поверхности, которая определяется по соотношению:

$$\nu = \omega r = \omega R \sin \alpha, \quad (9)$$

где R – радиус сопряжения.

Согласно инженерному расчету скорость изнашивания сопряжения шаровых поверхностей 1 и 2

$$\gamma_{1-2} = (k_1 + k_2) p \cdot \omega \cdot R \cdot \text{tg} \alpha, \quad (10)$$

откуда давление, распределенное по поверхности трения

$$p = \frac{\gamma_{1-2}}{(k_1 + k_2) \omega R} \text{ctg} \alpha. \quad (11)$$

Зависимость между силой F и давлением p , распределенным по сферической поверхности трения площадью S

$$F = \frac{\pi R \gamma_{1-2} (2\alpha_2 - 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha_1)}{2\omega(k_1 + k_2)}, \quad (12)$$

откуда скорость изнашивания сопряжения шаровых поверхностей 1 и 2

$$\gamma_{1-2} = \frac{2F\omega(k_1 + k_2)}{\pi R(2\alpha_2 - 2\alpha_1 + \sin 2\alpha_2 - \sin 2\alpha_1)}, \quad (13)$$

по формуле определяются скорости изнашивания, мкм/ч, сопряжений «пята – шар» $\gamma_{п-ш}$ и «шар – опора» $\gamma_{ш-о}$ для разработанной конструкции шарового подпятника.

Поскольку конструкция шарового подпятника позволяет постоянный проворот шара (жесткие направляющие отсутствуют), скорость изнашивания снижается пропорционально отношению k_s полной площади поверхности шара $S_{ш}$, м², к суммарной площади S_c , м², сферических трибосопряжений сопряжений «пята – шар» и «шар – опора»:

$$k_s = \frac{S_{ш}}{S_c}. \quad (14)$$

Тогда суммарная скорость линейного изнашивания деталей шарового подпятника в горизонтальном направлении $\gamma_{п}$, мкм/ч

$$\gamma_{п} = \frac{\gamma_{п-ш} + \gamma_{ш-о}}{k_s}. \quad (15)$$

При рассчитанной скорости изнашивания сопряжений подпятника $\gamma_{п}$, мкм/ч, максимальный суммарный износ сопряжений подпятника, мкм, при обеспечении равной долговечности подшипников и шарового подпятника

$$U_{\max} = T_{\max} \cdot \gamma_{п}. \quad (16)$$

Предельное значение износа сопряжений подпятника должно соответствовать условию работоспособности: зазор в нерабочем положении шарового подпятника $s_{п}$, мкм, при предельном износе не должен превышать осевого зазора в буксе $s_{б}$, мкм

$$s_{п} + U_{\max} < s_{б}. \quad (17)$$

В противном случае шаровый подпятник перестанет выполнять свою основную функцию – воспринимать горизонтальную поперечную нагрузку.

Задача обеспечения равного ресурса составляющих опоры сводится к подбору начального зазора $s_{п}$, мкм, который обеспечит работоспособность опоры до истечения заданного ресурса, определяемого величиной предельного износа, условие работоспособности имеет вид:

$$s_{п} < s_{б} - U_{\max}. \quad (18)$$

Начальный осевой зазор в нерабочем положении шарового подпятника при монтаже определяется толщиной регулировочной шайбы.

Значение расчетного ресурса L_{10h_a} подшипника при средней скорости движения 80 км/ч составило 29774 ч. Следовательно, ориентировочный срок службы шарового подпятника T_{\max} , ч, примем равным 30000 ч.

Угловая частота вращения колесной пары ω , рад, при линейной скорости 80 км/ч (22,22 м/с) и диаметре среднеизношенного колеса 0,9 м составляет

$$\omega = \frac{v}{R}, \quad (19)$$

$$\omega = \frac{22,22}{0,45} = 49,38 \text{ рад/с.}$$

Средняя горизонтальная поперечная нагрузка Y_p , Н, действующая на сопряжение при скорости 80 км/ч, составляет 30610 Н.

Значения коэффициентов износа пяты и шара, выполненных из одноименного металла при средней смазке при расчете на износ рекомендуется принимать: $k_{\text{п}} = k_{\text{ш}} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ мкм} \cdot \text{м}^2 / 10^5 \text{ Н} \cdot \text{км} = 1 \cdot 10^{-19} \text{ м}^2 / \text{Н}$. Радиус сопряжения R принимается равным 0,0254 м.

Для разработанной конструкции шарового подпятника координаты дуги контакта шара α_1 и пяты α_2 принимаются равными, рад: нулю и 0,959 соответственно.

С учетом принятых значений параметров скорость изнашивания сопряжения пяты и шара

$$\gamma_{\text{п-ш}} = \frac{2 \cdot 30610 \cdot 49,38 \cdot 2 \cdot 10^{-19}}{3,14 \cdot 0,0254 \cdot (2 \cdot 0,959 + \sin(2 \cdot 0,959))} = 26,5 \cdot 10^{-13} \text{ м/с} = 9,5 \cdot 10^{-3} \text{ мкм/ч.}$$

Для разработанной конструкции шарового подпятника координаты дуги контакта шара и опоры α_1 и α_2 равны соответственно нулю и 0,698 рад, тогда скорость изнашивания приработанного сопряжения шара и опоры

$$\gamma_{\text{ш-о}} = \frac{2 \cdot 30610 \cdot 49,38 \cdot 2 \cdot 10^{-19}}{3,14 \cdot 0,0254 \cdot (2 \cdot 0,698 + \sin(2 \cdot 0,698))} = 31,8 \cdot 10^{-13} \text{ м/с} = 11 \cdot 10^{-3} \text{ мкм/ч.}$$

Площадь поверхности шара радиусом 0,0254 м, м^2

$$S_{\text{ш}} = 4\pi R^2, \quad (20)$$

$$S_{\text{ш}} = 0,0081 \text{ м}^2.$$

Площади приработанных поверхностей сопряжений «пята – шар» и «шар – опора» для разработанной конструкции шарового подпятника определяются по формуле для вычисления площади сферического сектора

$$S = 2\pi Rh \quad (21)$$

и равны соответственно: $S_{\text{п-ш}} = 0,00175 \text{ м}^2$; $S_{\text{ш-о}} = 0,000797 \text{ м}^2$.

Суммарная площадь сферических трибосопряжений, м^2 ,

$$S_c = S_{\text{п-ш}} + S_{\text{ш-о}}, \quad (22)$$

$$S_c = 0,0025447 \text{ м}^2.$$

Коэффициент снижения скорости изнашивания $k_s = \frac{0,0081}{0,002547} = 3,18$,

тогда скорость линейного изнашивания деталей подпятника

$$\gamma_{\text{п}} = \frac{9,5 \cdot 10^{-3} + 11 \cdot 10^{-3}}{3,18} = 6,61 \cdot 10^{-3} \text{ мкм/ч.}$$

При скорости изнашивания сопряжений подпятника $\gamma_{\text{п}}$, равной 0,00661 мкм/ч, максимальный суммарный износ сопряжений подпятника U_{max} при обеспечении равного ресурса подшипников и шарового подпятника составит 200 мкм ($30\,000 \cdot 0,00661$). Это максимально допустимая величина износа для выполнения условия работоспособности комбинированной опоры. Например, при минимальном осевом зазоре в буксе $s_{\text{б}} = 0,63$ мм (согласно Инструкции 3-ЦВРК) для исключения контакта торцов роликов с бортами колец и обеспечения работоспособности комбинированной опоры в период времени, равный расчетному ресурсу, начальный зазор в нерабочем положении следует подбирать исходя из условия: $s_{\text{п}} < (0,63 - 0,2)$ мм, $s_{\text{п}} < 0,43$ мм.

Последовательная реализация двух предложенных уровней модернизации буксы приводит к существенному повышению нагрузочной способности и ресурса подшипников модернизированной буксы в сравнении с ресурсом подшипников в буксе без модернизации.

Список литературы

1. Пат. 82011 Российская Федерация, МПК F16C 17/04. Подшипник со сферическими упорными поверхностями / А.В. Бородин, Ю.А. Иванова. – №2008145684/22; Заявлено 19.11.2008; Оpubл. 10.04.2009. Бюл. № 10. – 2 с.
2. Бородин А.В., Шаровый подпятник буксы грузового вагона / А.В. Бородин, Ю.А. Иванова // Современные проблемы теории машин. – 2014. – №2. – С. 31-32.
3. Пат. 65008 Российская Федерация, МПК В 61 F 15/12. Букса с цилиндрическим роликоподшипником / А.В. Бородин, Ю.А. Иванова. – №2007112328; Заявлено 02.04.07; Оpubл. 27.07.2007. Бюл. № 21. – 2 с.

УДК 621.01

РАЗРАБОТКА ПРИВОДА МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ С УСТРОЙСТВОМ ПЛАВНОГО ВКЛЮЧЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ ДЛЯ НТТМ

Иванишин В.И.

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград

Ключевые слова: привод, муфта сцепления, транспортное средство, НТТМ, электродвигатель, комбинированный привод, педаль, тяга, пружина, стакан, фрикционные диски, контакты, электронный блок управления, двигатель.

Аннотация. Проведен анализ различных систем приводов фрикционной муфты сцепления. Предложен вариант привода фрикционной муфты сцепления, проведен анализ достоинств и недостатков предлагаемого привода муфты сцепления.

Совершенствование конструкций узлов трактора непосредственно способствует выполнению возложенных на него требований. Еще длительное время будут применяться ступенчатые трансмиссии тракторов, но они также претерпевают изменения. Одним из узлов трансмиссии является муфта сцепления. В настоящее время на современных транспортных и тяговых машинах самое широкое распространение получили фрикционные муфты сцепления, так как они по сравнению с другими типами муфт имеют меньшую стоимость и габариты при высокой надёжности.

Система привода механической муфты сцепления, может быть механическим, гидравлическим, электрическим или комбинированным.

Для исследования был выбран комбинированный привод муфты сцепления, так как он показал себя с наилучшей стороны.

Привод управления муфтой сцепления транспортного средства (рисунок 1) содержит педаль 1 сцепления, через которую водитель управляет муфтой сцепления, тягу 2, обеспечивающую при помощи оттяжного электродвигателя 3 возвращение всех элементов привода в исходное положение. Когда действие нажимных пружин 4 последней на привод прекращается, и связывающую педаль 1 сцепления с рычагом 5 выключения муфты, осуществляющим управляющее воздействие привода через отводку 6 и выжимные рычажки 7 на нажимной диск 8 муфты сцепления, и механизм 9 уравнивания сил фрикционного момента, обеспечивающий быстрое включение муфты сцепления в период выбора зазоров между фрикционными дисками 10 и диском 8 и независимо от их износа и при любой величине осевой жесткости обеспечивающий нарастание момента трения по заданной регрессивной функции фрикционных дисков, обеспечиваемая предлагаемым приводом, замедляет процесс износа этих дисков, увеличивая срок их службы.

Контакты 16, которые при замыкании или размыкании подают сигнал на ЭБУ, который задает следующее действие двигателям.

Рычаг аварийного выключения 17 служит для выключения муфты сцепления при выходе из строя одного из электродвигателей. Выведен в кабину и приводится в действие в ручную водителем через тяги.

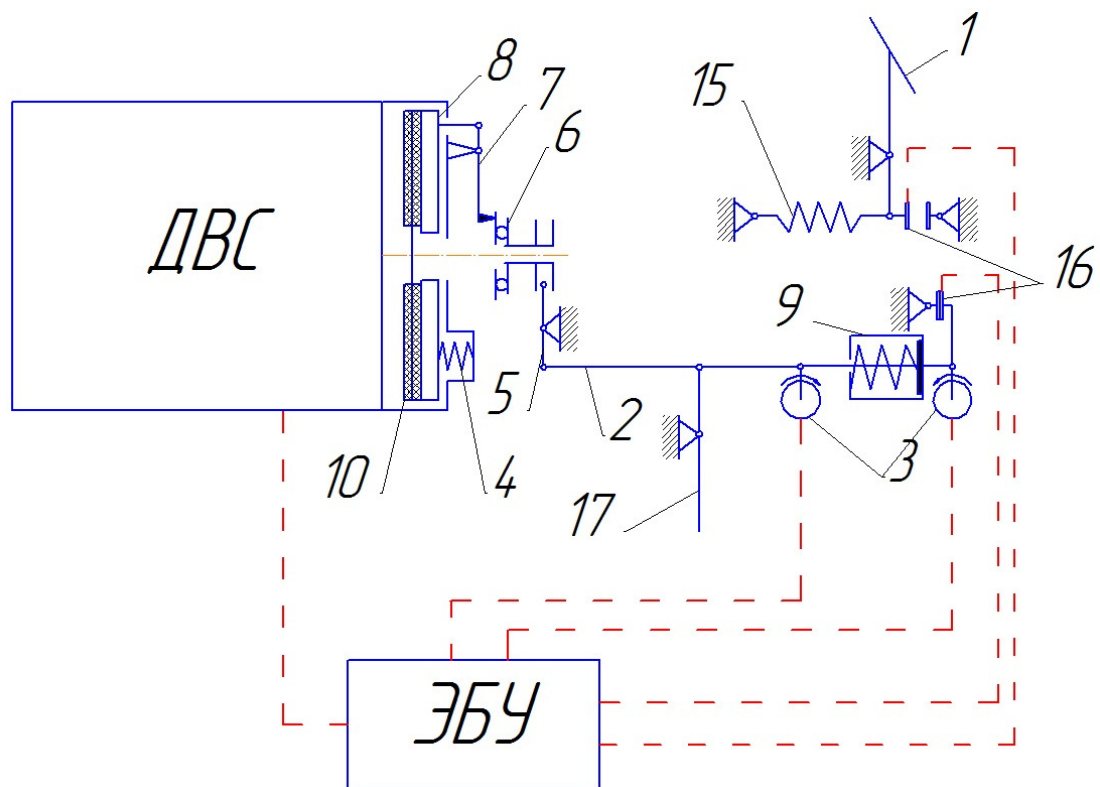


Рисунок 1 – Кинематическая схема предлагаемого привода:

1 – педаль; 2 – тяга; 3 – электродвигатели; 4 – нажимная пружина; 5 – рычаг выключения муфты; 6 – отводка; 7 – выжимные рычажки; 8 – нажимной диск; 9 – механизм уравнивания сил фрикционного момента; 10 – фрикционный диск; 15 – возвратная пружина; 16 – контакты; 17 – рычаг аварийного выключения.

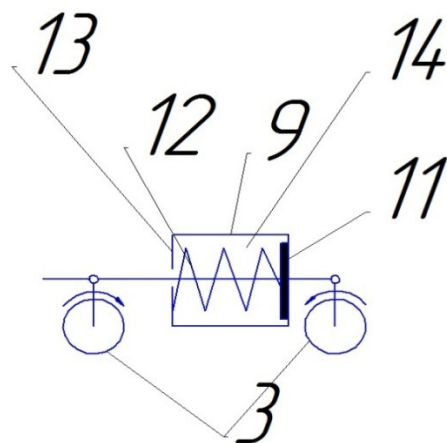


Рисунок 2 – Механизм уравнивания сил фрикционного момента:

12 – шляпка; 12 – пружина; 13 – буртик; 14 – цилиндр
13

Принцип работы.

При выключении (педаль 1 утоплена) контакты 16 (на педали) замкнуты, включается электродвигатель (левый) и оттягивает с помощью тяги 2, рычага выключения муфты 5, отводки 6 и выжимных рычажков 7 диск 8. Механизм для корректирования фрикционного момента 9 перемещается вправо. Контакты

16 (на электродвигателе 3 (правом)) размыкаются. После чего электродвигатель (левый) удерживает оттянутый диск 8, фиксируя этим положение.

При включении (водитель отпускает педаль) возвратная пружина 15 возвращает педаль в исходное положение. Контакты 16 разомкнулись. Отключается левый электродвигатель, а правый включается и держит механизм уравнивания сил фрикционного момента 9. Тем временем происходит выбор зазоров муфты сцепления. А именно как все это происходит. Шляпка 11 начинает давить на пружину 12 и она сжимается. Диски 8 и 10 сближаются. Когда силы пружины 4 и 12 уравниваются (диски 8 и 10 останавливаются).

После чего правый электродвигатель начинает пошаговое перемещение всего механизма 9 влево. Как только контакты 16 на правом электродвигателе сомкнулись, происходит отключение электродвигателя.

Шаг задается ЭБУ, связанным с двигателем внутреннего сгорания через обороты. Т.е. чем больше водитель задает обороты двигателю, тем шаг меньше, тем самым, обеспечивая более плавное включение (чем меньше обороты – скорость включения муфты сцепления происходит быстрее). По окончании формирования нажимного усилия на фрикционные диски 10 и 8 все элементы привода и корректирующего механизма возвращаются в исходное положение.

Достоинства и недостатки.

Обеспечение плавности включения муфты сцепления.

Снижается трудоемкость изготовлений привода, в обслуживании.

Из-за износа фрикционного диска необходимо регулировать зазоры муфты сцепления. В этом механизме эта проблема решена за счет электронного блока управления, в котором заложена программа корректировки. Эта программа представляет собой смещение всего механизма уравнивания сил фрикционного момента 9 влево на определенное расстояние при каждом включении муфты сцепления.

Если один из электродвигателей выходит из строя, всегда можно выключить муфту сцепления при помощи рычага 17 аварийного выключения.

Список литературы

1. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчёт сельскохозяйственных тракторов: Справочное пособие. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.
2. Тракторы. Конструкция и расчёт: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / И.П. Ксенович, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др.; Под общ.ред. И.П. Ксеновича. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.
3. Тракторы. Конструкция: Учебник для студентов вузов / И.П. Ксенович, В.М. Шарипов, Л.Х. Арустамов и др.; Под общ.ред. И.П. Ксеновича, В.М. Шарипова. – М.: Машиностроение, 2000. – 821 с.
4. Расчёт и конструирование гусеничных машин / Н.А. Носов, В.Д. Галышев, Ю.П. Волков, А.П. Харченко; Под ред. Н.А. Носова. – Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА СБОРКИ МАШИН И АГРЕГАТОВ

Малкина И.В.

Самарский государственный технический университет, Самара

Ключевые слова: сборочный процесс, сопрягаемая поверхность, ультразвуковые колебания; пластическая деформация.

Аннотация. Проведен анализ влияния ультразвуковых колебаний на процесс повышения качества сборочных соединений.

Для успешного решения проблемы автоматизации сборочных процессов многономенклатурного производства необходимо проведение работ в трёх связанных между собой направлениях:

- разработка принципов конструирования изделий, максимально отвечающих условиям автоматизированной сборки;
- разработка и развитие технологических методов достижения качества изделий при автоматизированной сборке;
- создание автоматизированного сборочного оборудования с технологическими возможностями, отвечающими требованиям конструкций изделий и оптимальной технологии сборки.

С позиции достижения качества изделий, сборочный процесс заключается в выборе составляющих изделие деталей и сборочных единиц и создании между ними связей, с точностью, необходимой для выполнения изделием своего служебного назначения. Связи между деталями в сборочных единицах и изделии традиционно создаются в результате совмещения основных баз присоединяемой детали с вспомогательными базами детали, к которой она присоединяется.

Процесс совмещения сопрягаемых поверхностей представляет собой несвободное относительное движение деталей. В процессе сборки оценивается возможность получения необходимых координатных связей между поверхностями, требуемую точность относительного положения которых необходимо обеспечить, в зависимости от связей, формируемых сопрягаемыми поверхностями. Использование в этих целях методов современного проектирования, статистического анализа и кинетических моделей прочности открывает новые возможности для отображения реакции поверхностного слоя деталей на внешнюю среду при изготовлении, сборке и эксплуатации.

Перспективным направлением совершенствования традиционных процессов сборки является введение ультразвуковых колебаний в зону контакта поверхностей деталей, когда наряду с основными движениями, предусмотренными технологической схемой сборки, деталям дополнительно сообщаются колебания ультразвуковой частоты.

При распространении ультразвуковой волны происходит перенос энергии без переноса вещества, так как каждая материальная точка колеблется относительно своего фиксированного положения равновесия. Количество

энергии, проходящей в единицу времени через площадку, расположенную перпендикулярно направлению движения волны, называют интенсивностью или силой звука:

$$I = \frac{\rho c}{2} \omega^2 \xi^2,$$

где ρ – плотность среды; c – скорость звука в этой среде; ω – частота колебаний; ξ – амплитуда колебаний.

Для различных процессов ультразвуковой механической обработки необходимы колебания значительной интенсивности, что достигается настройкой системы в резонанс с учётом изменяющейся внешней нагрузки.

Реальной колебательной системе свойственны потери энергии в результате действия сил внешнего и внутреннего трения и рабочей нагрузки. Колебания в этом случае становятся затухающими. Для того чтобы колебательная система совершала незатухающие колебания, к ней необходимо прикладывать внешнюю, постоянно действующую периодическую силу:

$$F = F_m \cos \omega t,$$

где F_m – амплитудное значение внешней силы.

При этом амплитуду вынужденных колебаний можно определить из выражения:

$$\xi_A = \frac{F_m}{4\pi^2 m \sqrt{(f_0^2 - f^2) + (f \frac{\delta}{\pi})^2}},$$

где f_0 – собственная частота колебательной системы; f – частота внешней силы; δ – декремента затухания системы.

Максимальное значение амплитуды вынужденных колебаний (резонанс) наблюдается при $f = f_0$:

$$\xi_{B \max} = \frac{F_m}{4\pi m f_0 \delta} = \frac{F_m}{\omega_0 r},$$

где ω_0 – круговая частота собственных колебаний системы [1].

Проведённые эксперименты выявили следующие положительные факты при применении ультразвука в сборочных процессах:

1. Наложение ультразвуковых колебаний на детали при сборке прессовых соединений ведёт к увеличению фактической площади контакта сопрягаемых поверхностей, что способствует повышению прочности узлов, а также значительно снижает усилие запрессовки [2].

2. При сборке резьбовых соединений применение ультразвуковых колебаний снижает силу трения, что ведет к уменьшению усилий затяжки и существенно уменьшает момент, необходимый для развинчивания [3].

3. Применение ультразвука для клёпанных соединений обеспечивает большую прочность (приблизительно на 10%), чем прессовая клёпка и значительно улучшает эксплуатационные свойства соединений.

4. Введение ультразвуковых колебаний малой амплитуды в зону соединений деталей, образованных клепкой, приводит к снижению сопротивления пластическому деформированию и снижает усилие при деформировании в 75...100 раз, а также улучшает эксплуатационные свойства соединений [4].

На основе выявленных закономерностей воздействия ультразвука на контактные связи разработаны методики расчёта оптимальных параметров процессов сборки, позволяющие осуществлять управление показателями и надёжностью соединений.

Следует обратить внимание, что в результате силового воздействия, характерного для различных процессов ультразвуковой технологии, частота тока источника питания, как правило, перестаёт совпадать с частотой собственных колебаний системы, что снижает эффективность воздействия ультразвука. Поэтому важное значение приобретает правильная настройка системы в резонанс.

Список литературы

1. Нерубай М.С., Калашников В.В., Штриков Б.Л., Ярьско С.И.. Физико-химические методы обработки и сборки. – М.: Машиностроение-1, 2005. – 395 с.
2. Штриков Б.Л., Родимов Г.А. Влияние ультразвуковых колебаний на качество сборки прессовых соединений // Материалы международной конференции «Актуальные проблемы надёжности технологических, энергетических и транспортных машин». – Самара: СамГТУ, 2003. С. 351-352с.
3. Штриков Б.Л., Тепляков А.Ю., Малкина И.В. Моделирование контактных давлений в резьбовых соединениях при обычной и ультразвуковой сборке // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2006. – №10. – С 54-56.
4. Малкина И.В. Применение ультразвука для повышения эффективности сборки клепаных соединений деталей // В мире научных открытий. – 2010. – №4 (10), часть 15. – С. 45-46.

НОВОЕ В КОНСТРУКЦИИ ПОДВЕСКИ

Якимов А.Ю., Крауиньш Д.П.

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Томск*

Ключевые слова: подвеска, амортизация, колёсный транспорт.

Аннотация. Рассмотрены существующие типы подвесок колёсного транспорта, описаны их преимущества и недостатки, а так же представлен новый тип независимой подвески, приведены её преимущества и возможные недостатки.

В наши дни существование колёсного транспорта без подвески просто невысказано, особенно в реалиях Российских дорог. В связи с переходом двигательной системы на новый уровень, уровень поли систем, согласно З.Р.Т.С., конкретнее «Закон перехода моно-би-поли» [1], возникают новые принципиальные схемы транспорта, с двигателями, установленными в каждое колесо, так называемыми «мотор-колёсами». Воплощение же некоторых схем в реальном мире не представляется на данный момент возможным, но в упрощённом виде всё же находят реализацию. Для того, чтобы реализовать весь потенциал необходима разработка новых типов независимых подвесок.

Теоретические основы

Любой тип конструкции подвески неизменно включает в себя три элемента: упругий элемент, направляющий элемент и гасящий элемент. Упругий элемент (пружины) снижает вертикальное ускорение кузова, передаваемое от колеса. Направляющий элемент (рычаги) определяет общую геометрию и характер движения колеса, так же расположение направляющих элементов влияет на объём передаваемых усилий на упругий элемент. В качестве направляющих элементов используются всевозможные рычаги: продольные, поперечные, сдвоенные и др. Гасящий элемент (амортизатор) призван рассеивать энергию колебаний упругого элемента, переводя эту энергию в тепло.

Упругий элемент воспринимает нагрузки от неровности дороги, накапливает полученную энергию и передает ее кузову автомобиля. различают металлические и неметаллические упругие элементы. Металлические упругие элементы представлены различными пружинами и рессорой. Полимерные элементы, имеются в виду однородные вещества способные к упругим деформациям, такие как различные резины, пластмассы, металлы.

Гасящие элементы представлены гидравлическими, пневматическими и полимерными элементами. Пневматические элементы используют газы. Гидравлические же используют жидкости.

Как было сказано выше из-за увеличения числа двигателей, их установки в колёса, нас интересуют независимые подвески.

Различают следующие виды независимых подвесок:

– подвеска на двойных поперечных рычагах;

- подвеска МакФерсон;
- многорычажная подвеска;
- подвеска на продольных рычагах;
- торсионная подвеска.

Для наглядного примера взята подвеска МакФерсон (рисунок 1). Как видно из рисунка подвеска занимает много пространства, а её элементы установлены объёмно.

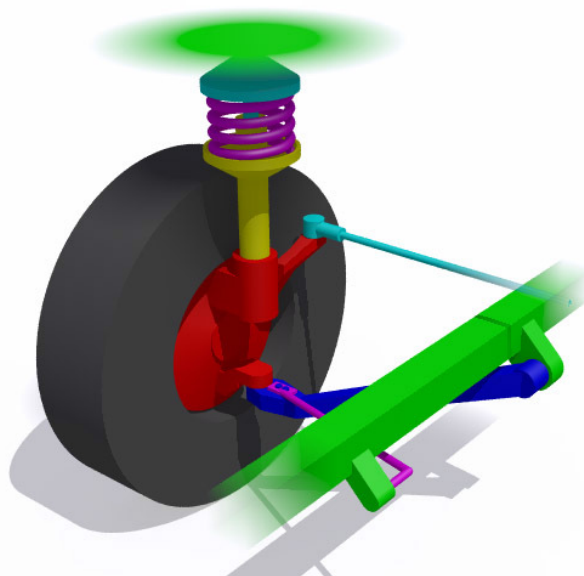


Рисунок 1 – Подвеска МакФерсон

Обзор уже используемых конструкций с применением мотор-колёс

Концепт-скутер Peugeot xb1 (рисунок 2) представляет собой концепт, разработанный дизайнерской командой Тьерри Фишера, Кевина Биоблз, Карима Беннани и Фредерика Ле Сцелура. Это полностью электрическое транспортное средство будущего предназначено для поездок на короткие расстояния. Компактность этого скутера позволяет ему с легкостью маневрировать в пробках и даже на тротуаре. Достаточно мощный аккумулятор может разогнать xb1 до 35 км/ч, а при движении на тротуаре – до 15 км/ч. Для движения на скорости 35 км/ч скутер оснащён подвеской в ведущих колёсах (рисунок 3). [2]

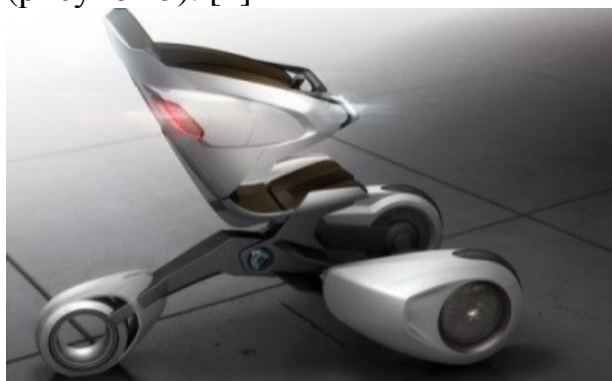


Рисунок 2 – Концепт-скутер Peugeot XB1

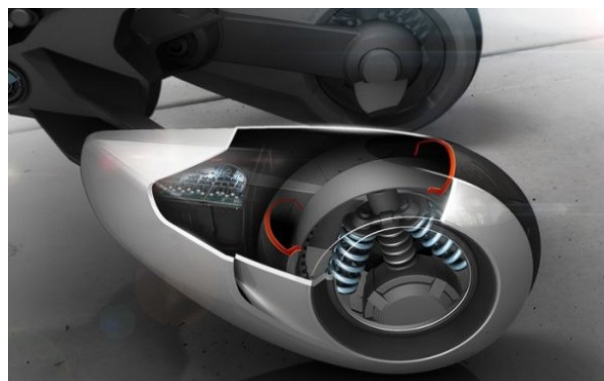


Рисунок 3 – Подвеска Peugeot XB1

Судя по иллюстрации, подвеска состоит из 2 амортизаторов, оси которых сведены в точку и вертикально расположенной направляющей берущей начало в точке пересечения осей амортизаторов. Заднее колесо не оснащено ни мотором, ни собственной подвеской, что довольно странно ведь это колесо является опорным элементом и нуждается в демпфировании так же, как и остальные.

Экскаватор SX фирмы Kaiser. Фирма Kaiser создала одноковшовые экскаваторы S1 и S2 с оригинальным ходовым устройством шагающего типа. Эти машины предназначены для механизации земляных и погрузочно-разгрузочных работ в труднодоступных местах, а также для лесоразработок. Преодолевая различные препятствия в холмистой местности, на болотах, в реках, при лесоразработках, эти машины выполняют работы, на которых экскаваторы обычной конструкции не могут использоваться.

Машины имеют все ведущие колеса. Привод механизма передвижения – от гидромоторов и двухступенчатых планетарных редукторов с фрикционным тормозом, помещенным в масляную ванну. Скорость перемещения машины – до 7 км/ч, изменение скорости – бесступенчатое.

Повышенная устойчивость и надежная работа экскаватора достигаются возможностью широко раздвигать опоры (рисунок 4). [3]

Это наиболее важный экземпляр, раскрывающий наиболее полно главное преимущество мотор-колёс, а именно свободу. В конструкции этого экскаватора использовано важное понятие «независимое колесо», и за счёт этого достигается просто не вероятная проходимость, подвижность и устойчивость. Мотор-колёса закреплены жёстко, без какой-либо подвески (рисунок 5), это обусловлено тем что при использовании гидромоторов предельная скорость не велика, а с теми неровностями что всё же встречаются отлично справляется шина повышенной толщины.

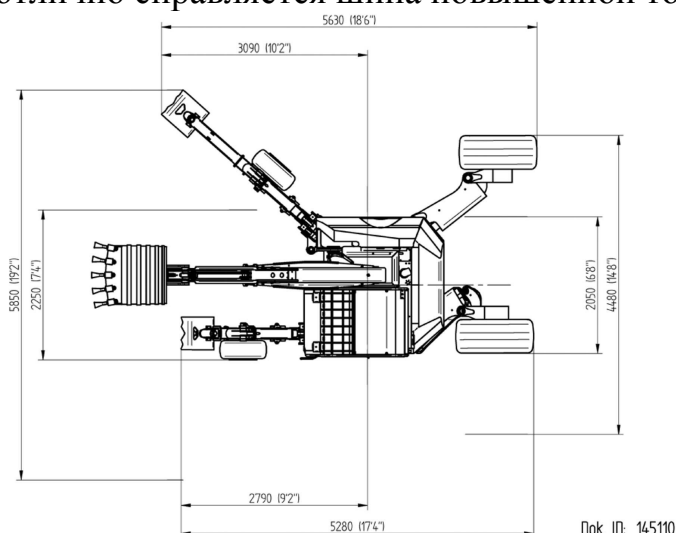


Рисунок 4 – Экскаватор SX фирмы Kaiser



Рисунок 5 – Снимок ходовой экскаватора фирмы Kaiser

Для того что бы использовать весь потенциал что нам открывают «мотор-колёса», к примеру убирающиеся в кузов колёса, дабы уменьшить парковочные

габариты, без потери возможности быстрого передвижения, необходимы новые типы подвесок, размещённых в одной плоскости и не превышающей размер ширины колеса по оси этого колеса. Например, схема, показанная на рисунке 6, не относится ещё ни к одному из типов, её придумали авторы данной статьи, и определили её как подвеску «плоского типа». Все элементы этого типа подвески располагаются вдоль одной плоскости. Основной идеей служат амортизационные стойки, узел объединяющий в себе все три элемента подвески. Хотя амортизационная стойка включает в себя и упругий элемент, и гасящий элемент, и направляющий элемент, последний явно не справляется со своей задачей, для чего во всех типах подвески введены ещё дополнительные стабилизационные рычаги.

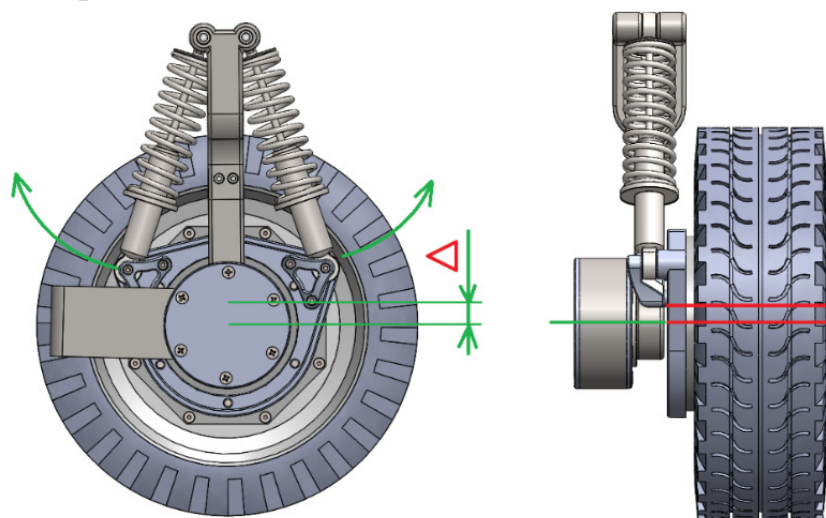


Рисунок 6 – Новый тип подвески «Независимое колесо»

Установка дополнительных рычагов увеличивает занимаемое подвеской пространство. Возможно, что после натурных испытаний этого типа подвески, будет необходимо разработать и новый тип амортизационной стойки, имеющий повышенную жёсткость. Чтобы исключить завал колеса в каком-либо направлении под действием продольных сил при разгоне или торможении, установили две амортизационные стойки под углом друг к другу так чтобы они поддерживали друг друга. В результате получилось, что при разгоне одна стойка сжимается, а другая растягивается, зеркально происходят деформации и при торможении. Верхнюю точку крепления амортизационных стоек разместили на качающемся относительно корпуса рычаге, а точку качения расположили ниже оси вращения колеса, в результате силы, возникающие при сжатии пружин, удерживают качающийся рычаг всё время вертикально. Важно изначально задать одинаковую деформацию Δ на обе стойки, что можно обеспечить весом самого транспорта [4]. Полученная подвеска является самовыравнивающейся, и подходящей для большинства типов уже производимого колёсного транспорта. Главными особенностями кроме компактности являются: прямолинейный характер движения колеса, полная передача нагрузок на гасящий и упругий элементы, возможность работы под любым углом по отношению к несущему рычагу.

Вывод

Тенденции развития машиностроения указывают, что наиболее перспективным направлением являются независимые подвески. В данный момент на автомобилях они устанавливаются лишь на передние колёса, т. к. через задний мост передаётся движение на колёса (в заднеприводных авто). Применение колёс-моторов не только позволит поистине увеличить комфорт от езды, за счёт применения объёмных независимых подвесок, но и существенно изменить облик и функциональность транспорта, путём применения новых типов подвесок, для примера, плоского типа. Ещё многое не придумано, к примеру «линейный тип» подвески, так же может оказаться незаменим в некоторых конструкторских решениях. Основой линейного типа подвески, можно считать подвеску авиатранспорта.

Список литературы

1. Википедия [Электронный ресурс] свободная энциклопедия-Электронные текстовые данные-режим доступа свободный: https://ru.wikipedia.org/wiki/Законы_развития_технических_систем.
2. Скутер Дайджест [Электронный ресурс] журнал о скутерах и людях. Электронный журнал. 3.7.2011 – режим доступа к журналу ограниченный, только чтение: <http://www.scooterdigest.ru>.
3. Экставатор.ру [Электронный ресурс] Торговая система спецтехники. Электронные текстовые данные. – Режим доступа ограниченный, только чтение: <http://exkavator.ru/articles/customer/~id=8342>
4. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. – М.: Машиностроение, 2003. – 384 с.

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА АГЛОМЕРАТА ПУТЕМ УЛУЧШЕНИЯ ДИСПЕРСНОГО СОСТАВА СЫРЬЕВЫХ КОМПОНЕНТОВ

*Левченко Э.П., Вишневский Д.А., Левченко О.А, Власенко Д.А.
Донбасский государственный технический университет, Алчевск*

Ключевые слова: агломерат, известь, шихта, дробление, эффективность.

Аннотация. Рассмотрены вопросы повышения потребительских свойств агломерата путем оптимизации фракционного состава извести в шихте и крупности готового агломерата.

Инновационные техника и технологии являются основополагающим элементом научно-практического опыта внедрения принципиально-новых машин и процессов в действующее производство [1], особенно в металлургическую отрасль, где перерабатываются огромные количества различных материалов. При этом низкая эффективность внедрения новых машин и технологий вызвана практическим отсутствием мотивации потенциальных потребителей из-за перестраховки возникновения факторов случайностей, неизбежно присутствующих в промышленном производстве, что обусловлено новыми условиями применения технологий, в том числе возможными сбоями оборудования, наличием брака, качеством и др. причинами [2]. Поэтому особое внимание следует уделять решениям, максимально снижающим это, что достигается в комплексе полезных моделей на изобретения "Многоступенчатой одновалковой зубчатой дробилке (патент № 84057) и "Способе дробления агломерата в одновалковой зубчатой дробилке" (патент № 83966), удостоены первого места в номинации "Лучшая полезная модель 2014 года" по результатам Всеукраинского конкурса "Лучшее изобретение года" (2014). Подобный комплекс изобретений "Способ дробления агломерата в одновалковой зубчатой дробилке ударом" и полезной модели "Одновалковой дробилки ударного действия" комиссией Государственной службы интеллектуальной собственности Украины были признаны лучшим изобретением в Луганской области за 2011 г. и в конкурсе "Изобретение-2011".

Работы проводились на кафедре машин металлургического комплекса и секции прикладной механики Донбасского государственного технического университета с целью исключения усложнения конструкций, капитальных затрат, и недопущения снижения надежности таких машин.

Применение в производстве железорудного агломерата в указанных изобретениях за счет приведения агломерата к крупности 5-30 мм с содержанием класса 0-5 мм не более 8-9 % увеличит производительность доменной печи на 10-14 % и снизит расход кокса на плавку на 8-10 %. Это позволяет за счет экономии кокса достичь сокращения затрат на плавку чугуна в несколько миллионов рублей, при сроке окупаемости до 1 месяца.

Также повысить экономическую эффективность можно добавкой в шихту до ее спекания извести крупностью меньше 3 мм, что увеличивает на 6-7 %

скорость спекания агломерата, повышает на 6-7 % выход класса более 5 мм и снижает на 7-8 % выход класса минус 0,5 мм. При подаче кусков извести в молотковой дробилке некоторое количество энергии расходуется на отклонение молотков от радиального положения, в результате чего снижается эффективность процесса и коэффициент полезного действия машины. В результате импульс от удара по материалу передается молотку и энергия, направленная на разрушение, частично уходит на преодоление сил инерции молотков и преодоление сил трения в шарнирах креплений к ротору. Поэтому другим перспективным направлением с точки зрения повышения качества известняка является синтез новых конструкций дробилок, совмещающих в себе комбинацию жесткого крепления бил при процессе дробления материала с возможностью их предохранении от разрушения, например, как в молотковых дробилках, за счет потери жесткости бил при контакте с недробимыми телами.

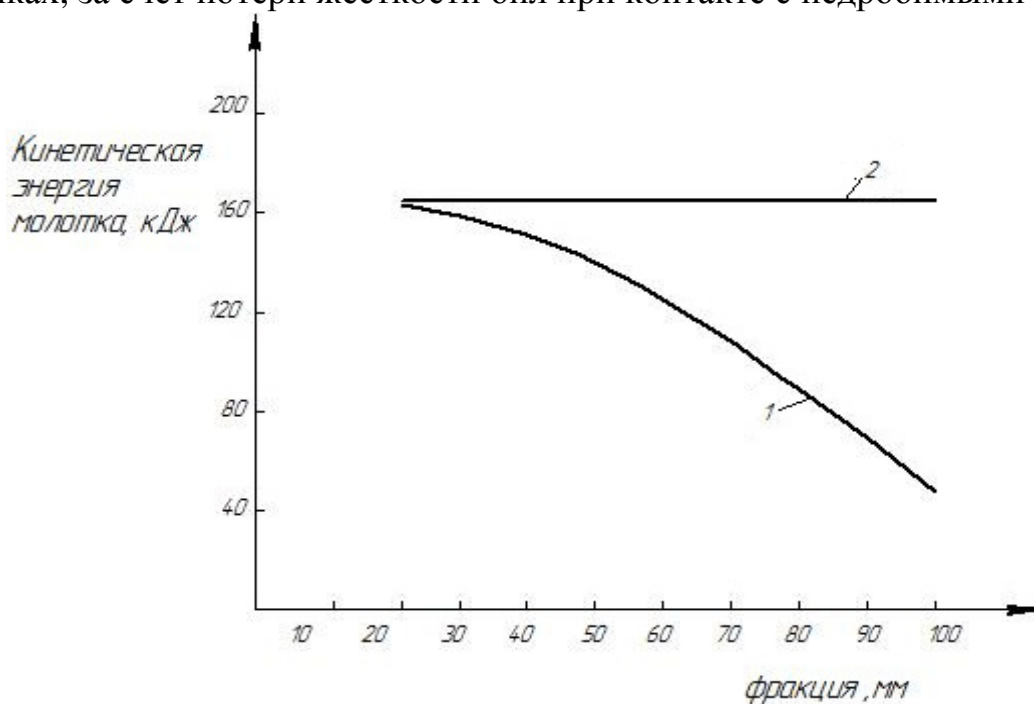


Рисунок 1 – Зависимость кинетической энергии молотка при соударении:
1 – шарнирно подвешенный молоток; 2 – жесткая заделка молотка

Список литературы

1. Жуков И.А. Первая международная заочная научно-практическая конференция «Современные проблемы теории машин» // Современные проблемы теории машин. – 2013. – №1. – С. 5-6.
2. Козелков О.А. Модели оценивания характеристик машиностроительного производства в условиях технологических инноваций // Современные проблемы теории машин. – 2014. – №2. – С. 50-52.
3. Левченко Е.П., Ульяницький В.Н., Левченко О.О., Сілаєв Д.О. Багатоступенева одновалкова зубчаста дробарка Спосіб дроблення агломерату в одновалковій зубчастій дробарці // Винахідник і раціоналізатор. – Київ, 2015. – №1.

Дополнительная информация к статьям
Additional information to papers

Basic researches in the field of mechanical engineering

Zhukov I.A. *Scientific researches of agency of geometry of the anvil-blocks on the form of impact pulse in percussion machines*

Keywords: impact, anvil block, wave guide, impulse, deformation.

Abstract. Initial conditions to problem solving of the assaying of influence shapes of anvil blocks on the shape of a impact impulse and on productivity of process of collapse or handling of environments by machines of impact operation are formulated on the basis of the assaying of classical works in domains of the theory of impact, the theory of elasticity, mechanics of a deformable solid, the equations of mathematical physics. The generalized technique of evaluation of the shape of the impact impulse generated in a wave guide anvil block difficult of the geometrical shape is reduced.

1. Clebsch A. Theorie de l'elasticite des corps solides / V.F. Saint-Venant. – Paris: Dunod, 1883. – 980 p.
2. Timoshenko S.P. Oscillation in engineering. Moscow-Leningrad, 1959.
3. Kilchevsky N.A. Dynamic contact compression of solids. Impact. Kiev, 1976.
4. Alexandrov E.V. Opening 13 USSR. 1964.
5. Gladilov Ju.S. Research of the longitudinal impact of stock of the die-forging hammer. Frunze, 1968.
6. Zhukov I.A., Dvornikov L.T. The anvil blocks of the impact mechanisms, having the analytical solution. J. Directory. The engineering journal. 10 (2008).
7. Kolsky H. Wave of voltage in solids. Moscow, Publishing house of foreign literature, 1955. (Oxford, 1953).
8. Koshljakov N.S. Core the differential equations of mathematical physics. Moscow-Leningrad, 1936.
9. Panovko J.G. Bas of the applied theory of oscillations and impact. Leningrad: Engineering industry, 1976.
10. Love A. Mathematical theory of elasticity. – Moscow-Leningrad, 1935.
11. Zhukov I.A., Dvornikov L.T. Modification of the differential equations of wave theory of the longitudinal collision of rods. J. News of Tomsk polytechnical university. (2) 2008.

Bogomolov V.Ju., Lazarev S.I., Vjazovov S.A. *Study of the distribution coefficient ultrafiltration membranes in the medium cheese whey*

Keywords: membrane, whey, physical properties, sorption.

Abstract. The paper shows the methodology and results of the evaluation of sorption properties of membranes in a medium cheese whey.

1. Lazarev S.I. Nauchnye osnovy jelektrohimičeskikh i baromembrannyh metodov očištki, vydelenija i polučenija organičeskikh veshhestv iz promyšlennyh stokov: Dis. ... dokt. tehn. nauk. – Tambov: In-t, 2001. – 543 s.
2. Lazarev S.I., Bogomolov V.Ju., Poljanskij K.K. Membrannyj metod koncentrirovanija othodov na Bondarskom syrodel'nom zavode // Syrodelie i maslodelie. – 2014. – №4. – S. 34-36.

Sushko A.V., Lizunkov V.G. *Analysis of motor car industry in Russian Federation*

Keywords: industry, motor car, innovation, development strategy, production, investment.

Abstract. The paper gives consideration to the situation in motor car industry in Russia. Motor car industries of economically developed countries are compared and analyzed. The growth rate of motor car industry is found out to correlate with innovations and R&D costs. Competitive ability of motor cars is calculated according to Delphi procedure. Finally, measures are suggested to achieve the main purpose – respond to the demand on the domestic motor car market.

1. Analytical bulletin, Mechanical engineering: analysis and prognoses, J. 13 (2013).
2. Information on http://www.perspectivy.info/rus/ekob/globalnyj_rynok_mashinostrojenija_2013-10-24.htm
3. Zulkarnaev I.U., L.R. Il'yasova, Method of calculation of integral competitiveness of industrial, mercantile and financial businesses, J. Marketing in Russia and abroad. 4 (2001).
4. Lisachev A.N., Local economic policy: principal stages of development, basic types, tools and strategies, J. Applied Mechanics and Materials. 379 (2013) 224-228.
5. Fedotov D.M., Innovative issues and processes of development in Russian metallurgical industry, J. Russian business. 11 (2013) 85-90.
6. Sushko A.V, Lizunkov V.G, Lisachev A.N, Analysis of the production of passenger cars industry of Russia: Proceedings of the International scientific-practical conference / Yurga Institute of Technology actual problems of modern engineering. Publ: Tomsk, 2014. S. 469-473.

Pereverzev P.P., Popova A.V. *Development of techniques of loop optimization intragrinding processing in a multidimensional space*

Keywords: internal grinding, optimization of treatment processes

Abstract. Considered for the first time developed a technique of designing optimal processing cycles intragrinding based on the method of dynamic programming. This method of optimization cycles covering a large part of the control loop parameters, taking into account the complex technological constraints

1. Bellman R. Dinamicheskoe programmirovaniye / R. Bellman. – M.: Izd-vo in.lit., 1960. – 400 s.
2. D'jakonov A.A. Kompleksnoe modelirovaniye processa ploskogo shlifovaniya periferiej kruga / A.A. D'jakonov, L.V. Shipulin // Naukoemkie tehnologii v mashinostroenii. – 2013. – №6 (24). – S. 14-18.
3. Novoselov Ju.K. Dinamika formoobrazovaniya poverhnostej pri abrazivnoj obrabotke. – Sevastopol': SevNTU, 2012. – 286 s.
4. Pereverzev P.P. Analiticheskoe modelirovaniye vzaimosvjazi sily rezaniya pri vnutrennem shlifovanii s osnovnymi tehnologicheskimi parametrami / P.P. Pereverzev, A.V. Popova // Metalloobrabotka. – 2013. – №3. – S. 24-30.
5. Pereverzev P.P. Analiticheskoe modelirovaniye vzaimosvjazi sily rezaniya pri vnutrennem shlifovanii s uprugimi deformacijami tehnologicheskoy sistemy / P.P. Pereverzev, A.V. Popova, D.Ju. Pimenov // STIN. – 2014. – Vyp. 9. – S.23-27.
6. Popova A.V. Principy proektirovaniya vysokoproizvoditel'nyh ciklov na primere vnutrennego shlifovaniya // STIN. – 2014 – №6 – S. 17-22.

Masjagin V.B., Muholzoev A.V., Doshhinskij D.V. Calculation of technological dimensional chains with regard to attach error compensation

Keywords: technology engineering, dimensional analysis, error compensation, dimensional chain.

Abstract. The phenomenon of compensation of machining error of the expansion through technological dimensions into components. An algorithm to account for the actions of such compensation. Examples of calculations units compensating setting error. Calculations show a significant reduction in design errors of sizes.

1. Matveev V.V. Razmernyj analiz tehnologicheskikh processov / V.V. Matveev, M.M. Tverskoj, F.I. Bojkov i dr. – M.: Mashinostroenie, 1982. – 264 s.
2. Mordvinov B.S. Raschet tehnologicheskikh razmerov i dopuskov pri proektirovanii tehnologicheskikh processov mehanicheskoy obrabotki: uchebnoe posobie / B.S. Mordvinov, E.S. Ogurcov. – Omsk: Izd-vo OmPI, 1975. – 160 s.
3. Abramov K.N. Korreljacija sostavljajushhijh zven'ev razmernyh cepej // K.N. Abramov / STIN. – 2009. – №12. – S. 21-26.

Ivanovskaja A.V., Bogatyreva E.V. Analysis of factors affecting the performance of the selective seine complex

Keywords: seine sampling complex, reliability, efficiency, tightening seine fishery scheme purseline, seine netting wall, winch, stability

Abstract. This article gives an analysis of the factors affecting the performance of the selective seine complex at the stage of contraction seine. The schemes of fishing nets, construction nets, fishing describes mechanisms involved in contraction of the seine.

1. Dvernik A.V. Ustrojstvo orudij rybolovstva / A.V. Dvernik, L.N. Shehovcev. – M.: Kolos, 2007. – 272 s.
2. Karpenko V.P. Mehanizacija i avtomatizacija processov promyshlennogo rybolovstva/ V.P. Karpenko, S.S. Torban. – M.: Agropromizdat, 1990. – 464 s.
3. Zver'kov V.P. Osobennosti processa koshel'kovaniya v sluchae nepolnogo raspravleniya setnoj steny nevoda // Rybnoe hozjajstvo –1976. – №3 –S. 56-59.
4. Anan'ev D.M. Morjaku ob ostojchivosti / D.M. Anan'ev, M.V. Nabikanova, Ju.I. Nechaev, N.B. Sevast'janov; pod red. N.B. Sevast'janova. – Kaliningrad: Knizhnoe izdatel'stvo, 1972. – 244 s.
5. Baranov F.I. Tehnika promyshlennogo rybolovstva. – M.: Pishhepromizdat, 1969. – 656 s.
6. Bachishhe A.V. Raschet i proektirovaniye sudovyh gruzopererabatyvajushhijh ustrojstv. – Kaliningrad: KTIRPH, 1992. – 256 s.
7. Brodskij I.L., Sudnin V.M. Opredelenie natjazheniya stjazhnogo troasa na vtoroj stadii koshel'kovaniya / I.L. Brodskij, V.M.Sudnin // Rybnoe hozjajstvo – 1976. – №6 –S. 57-60.

Science and education in the field of mechanical engineering

Serikova M.G. Analysis process painting case APC

Keywords: armored personnel carrier, housing, process, coloring.

Abstract. The technological process of painting the body armored with powder coating.

1. Revenko N.F. i dr. Organizacija proizvodstva i menedzhment na predpriyatijah mashinostroenija. Uchebnik. – Ekaterinburg - Izhevsk, 2003.
2. Grachjova K.A. i dr. Organizacija i planirovaniye mashinostroitel'nogo proizvodstva. Uchebnik. – M.: Vysshaja shkola, 2003.

Pochetuha V.V., Zorin M.E. The protective device against high temperature load rope crane hook suspension forging

Keywords: heating furnace, manipulator, forging press, extended suspension, high temperature cable, thermal radiation, heat flow, furnace, protective screen.

Abstract. The paper discusses the operation of the crane in high temperature associated with embarking and disembarking of ingots from the furnace to the press delivery and installation in the gripping arm and the associated problems and breakdowns. It revealed a specific problem and its solution is considered.

1. Rudenko N.F., Aleksandrov M.P. *Kursovoe proektirovanie gruzopod'emnyh mashin*. Izd.3-e. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 464 s.
2. Pavlov N.G. *Primery raschetov kranov*. Izd. 3-e. – L.: Mashinostroenie, 1967. – 345 s.

Serikova M.G., Terehov V.M. *Choice of body painting policy options armored personal carrier*

Keywords: body, painting, line, blasting chamber, chamber of polymerization drying chamber.

Abstract. The problem of color body armored with the quality of the coating in the automatic mode using the process color modern materials.

1. Revenko N.F. i dr. *Organizacija proizvodstva i menedzhment na predpriyatijah mashinostroenija*. Uchebnik. – Ekaterinburg - Izhevsk, 2003.
2. Grachjova K.A. i dr. *Organizacija i planirovanie mashinostroitel'nogo proizvodstva*. Uchebnik. – M.: Vysshaja shkola, 2003.

Pochetuha V.V., Kuprijanov V.O. *The guide roller apparatus for an overhead crane №35 Q=15/3t*

Keywords: wheel flange, crane rail, end beam bridge crane, guide roller, farm bridge.

Abstract. In this paper, the main problems in the operation of the overhead crane related to additional areas along the crane bridge crane runways. The possible solutions to this problem, namely the use of guide rollers for additional orientation relative to the axis of the crane rails. The diagram shows the construction details of the proposal. Summed up, what will this device.

1. Rudenko N.F., Aleksandrov M.P. *Kursovoe proektirovanie gruzopodemnyh mashin*. Izd.3-e. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 464 s.
2. Patent №2061645 RF. *Ogranichitel' perekosa opor krana mostovogo tipa* / Chirkov A.N., Chirkov Ju.A. – №93032644; opubl. 10.06.1996.
3. A.s. №1041492. *Ustrojstvo dlja kontrolja otklonenija hodovogo kola krana ot vertikal'noj ploskosti* / Kulaov Ju.N. – №3423683; opubl. 15.09.1983.
4. A.s. №844553. *Ustrojstvo dlja kontrolja polozhenija hodovyh koles podemno-transportnogo sredstva* / Truten' V.A. – №2712495; opubl. 07.07.1981.
5. Patent DEU №2475443 ot 14.11.2008.

Terehov V.M., Serikova M.G., Seleznyov A.V. *Application of epoxy resin and polymer at car repair*

Keywords: car repair, plastics, polymers, epoxy resins, bumper, car body.

Abstract. Over the past 10 years there have been fundamental changes in the use of plastics in mechanical engineering and the automotive industry. The use of plastics eliminates the expensive non-ferrous metals and stainless steel.

1. Seleznyov A.V., Shamanov O.V., Loza S.A., Dedikova T.G. *Kompozity na osnove jepoksidnyh smol s nenasyshhennymi furanovymi 1,3-dioksolanami perspektivnymi v remontnyh rabotah avtoservisa // Sovremennye naukoemkie tehnologii*. – 2013. – №9. – S. 63-63.
2. <http://www.transplastik.ru/stati/51-tehnologiya-remonta-plastikovykh-bamperov.html>

Pochetuha V.V., Tkachenko S.A. *The device for cooling the brake pads drum brake hoist bridge crane 15/3t*

Keywords: bridge crane, brake shoe, brake pad, blower nozzle.

Abstract. The paper considers the operation of the overhead crane in high ambient temperatures and heavy duty brake. It revealed a specific problem and its solution is considered.

1. Rudenko N.F., Aleksandrov M.P. *Kursovoe proektirovanie gruzopod'emnyh mashin*. Izd.3-e. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 464 s.
2. Pavlov N.G. *Primery raschetov kranov*. Izd. 3-e. – L.: Mashinostroenie, 1967. – 345 s.

Ortikov M.N. *Problems and prospects of design reducers in the three-dimensional educational process*

Keywords: gear, design, model, educational process.

Abstract. The results of three-dimensional modeling helicopter gearbox. The features of computer modeling and conclusions about the usefulness of computer simulation in the educational process.

1. Zhil'nikov E.P. *Kursovoe proektirovanie po detaljam mashin dlja aviacionnyh special'nostej: metod. ukazaniya* / E.P. Zhil'nikov, A.M. Ciprin, M.I. Kurushin ; Pod red. D.E. Chegodaeva. – Kujbyshev: Kujb. aviac. in-t, 1990. – 19 s.

- Zhil'nikov E.P. Raschjot na prochnost' cilindricheskoj prjamozuboj peredachi: Metod. ukazanija k kursovomu projektu / E.P. Zhil'nikov, V.P. Tukmakov, B.B. Kosenok. – Samara: Samar. gos. ajerokosm. un-t, 2012. – 28 s.
- Efremov G.V. Komp'juternaja grafika / G.V. Efremov, S.I. Njukalova. – Krasnojarsk: Sibirskij gosudarstvennyj ajerokosmicheskiy universitet im. akademika M.F. Reshetneva, 2013.

Ortikov M.N. *Calculation of strength spur gear numerical methods*

Keywords: cogwheel, design, model, calculations of strength.

Abstract. The results of numerical calculation of bending stresses tooth spur gear shaft helicopter gearbox. The comparison of the results of analytical and numerical calculations.

- Brujaka V.A. Inzhenernyj analiz v ANSYS Workbench: Ucheb. posobie / V.A. Brujaka, V.G. Fokin, E.A. Soldusova i dr. – Samara.: Samar. gos. tehn. un-t., 2010. – 271 s.

Lizunkov V.G., Sushko A.V. *Approach CDIO in training bachelors engineering*

Keywords: engineering education, the approach CDIO, bachelor of mechanical engineering, approaches to learning.

Abstract. The objective of engineering education is to prepare for undergraduate engineering a successful career, and hence the formation of students' subject competence and understanding of the social context and the desire to innovate. To improve productivity, entrepreneurship and leadership in the face of increasing technological complexity of objects, processes and systems are essential relevant knowledge, skills and personal qualities that justifies the urgency of modernizing the content of the basic engineering education at the undergraduate level.

- Wiggins G., & McTighe, J. (2005). Understanding by design, (exp. 2nd ed.). Upper Saddle River: Prentice Hall.
- Marton F., & Säljö, R. (2005). Approaches to learning. In F. Marton, D. Hounsell & N. J. Entwistle (Eds.) The experience of learning: Implications for teaching and studying in higher education (3rd ed.). Edinburgh: University of Edinburgh, Center for Teaching, Learning, and Assessment.
- Gibbs G. (1992). Improving the quality of student learning. Bristol: Teaching and Educational Services.
- Rhem J. (Ed.). (1995). Deep/surface approaches to learning: An introduction. National Teaching and Learning Forum, 5(1) Issue theme.
- Minin M.G., Lizunkov V.G. Razrabotka modeli formirovanija jekonomiko-upravlencheskih kompetencij bakalavrov mashinostroenija // Sovremennye problemy nauki i obrazovanija. – 2014. – № 6. – S. 880.
- Lizunkov V.G., Minin M.G. Analiz podhodov k resheniju voprosov pedagogiki // Vestnik Federal'nogo gosudarstvennogo obrazovatel'nogo uchrezhdenija vysshego professional'nogo obrazovanija. "Moskovskij gosudarstvennyj agroinzhenernyj universitet im. V.P. Gorjachkina". – 2014. – № 4. – S. 35-38.

Grjadunov I.M. *The method of constructing formalization model assessment knowledge training modern engineering industry when teaching computer-aided design*

Keywords: formalization, assessment of the level of knowledge, computer-aided design, training, modern machinery

Abstract. The shortcomings of the existing approach towards assessing the assimilation of knowledge by students of technical universities in the formation of cadres of modern engineering industry as an example of discipline "Computer Aided Design". Two variants of formalizing the approach to the assessment of current and boundary control of knowledge and skills. Revealed their strengths and weaknesses. It was noted that such an approach will form the main directions of further development of the teaching computer-aided design in mechanical engineering.

- Morjakova E.V. Obuchenie SAPR cherez sochetanie algoritmicheskoj i jevrsticheskoj dejatel'nosti pri reshenii graficheskikh zadach // Vestnik severnogo (arkticheskogo) federal'nogo universiteta. Serija: Gumanitarnye i social'nye nauki. – 2011. – №3. – S. 138-142.
- Bespal'ko V.P. Slagaemye pedagogicheskie tehnologii. – M.: Pedagogika 1989. – 192 s.
- Ball G.A. Teorija uchebnykh zadach: Psihologo-pedagogicheskij aspekt. – M.: Pedagogika, 1990. – 184 s.
- Jakimanskaja I.S. Razvitie prostranstvennogo myshlenija shkol'nikov. – M.: Pedagogika, 1980. – 240 s..
- Grjadunov I.M. Formalizacija podhoda k ocenke tekushhego urovnja znaniy obuchajushhihsja pri obuchenii sistemam avtomatizirovannogo proektirovanija v uslovijah ball'no-rejtingovoj sistemy // Innovacionnaja nauka. – 2015. – №4. – S. 16-19.

Kvasova E.N., Kondrashin A.N., Fidarov V.H. *Choosing how best to weld surface treatment and socket glides base wagons beams*

Keywords: elapsed time, machining, thrust bearing, socket, turning, milling, grinding, effective power, energy.

Abstract. The paper studied the methods of machining the deposited layers on the repaired parts, such as turning, milling and grinding. According to the research we selected the optimal method of machining according to the criteria of time and energy costs.

- Nikiforov, A.V. Tehnologicheskie metody povyshenija rabotosposobnosti detalej mashin / A.V. Nikiforov, A.A. Ershov, V.V. Komarov – M.: VZMI, 1986. – 90 s.

Solov'jova T.F., Zubova S.V. *Methods of intensification of the educational process*

Keywords: education, pedagogy, training, research work.

Abstract. The article presents approaches to improving the quality of education of students through their involvement in professional activities in the learning phase.

1. Solov'jova T.F. Analiticheskij podhod k proektirovaniju kulachkovyh mehanizmov / T.F. Solov'jova, I.V. Kostjuk, S.V. Zubova // *Sovremennye problemy teorii mashin*. – 2014. – №2. – S. 116-122.
2. Solov'jova T.F. Sposoby primeneniya komp'yutera v obrazovatel'nom processe po teorii mehanizmov i mashin / T.F. Solov'jova, S.V. Zubova // *Sovremennye problemy teorii mashin*. – 2013. – №1. – S. 61-63.

Kil'mjashkin E.A., Naumkin N.I., Lomatkin A.N., Zajcev V.A. *Features of formation of design competence of students of technical colleges in the training of their digital production*

Keywords: additive technology, 3D-printing, 3D-printer, 3D-scanner, 3D model, competence, motivation.

Abstract. In this article the problem of forming the design competencies of students of technical colleges in the training of their digital production. Considered innovative additive technology that allows to make products by the addition of the term, which in the world designated use 3D-printing. It deals with the training of students in this technology. To solve this problem on the basis of Mordovia State University in the Institute of Mechanics and Energy at the Department "Fundamentals of construction machines and mechanisms 'Centre was established design and rapid prototyping" Rapid PRO "The benefits of additive technology, the formation of the students' design competencies include, above all, the opportunity to observe the course of the full innovation cycle (idea - technical solution - the technical documentation (3D models) - finished product (printing on a 3D printer or casting).

1. Kil'mjashkin E.A., Lomatkin A.N., Kurganova A.A. Formirovanie u studentov sposobnosti innovacionnoj inzhenernoj dejatel'nosti // *Perspektivy razvitiya nauki i obrazovaniya: sb. nauch. tr po mat-lam Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. 31 janvarja 2014 g.: Chast' 13.* – Tambov, 2014. – S. 58-59
2. Naumkin N.I. Interrelation and interference of the competence components in innovative engineering activity / N.I. Naumkin, E.P. Grosheva, V.F. Kupryashkin, E.N. Panyushkina // *European journal of natural history*. – 2014. – №2. – P. 39-41
3. Naumkin N.I., Kuprjashkin V.F., Grosheva E.P., Shekshaeva N.N. and Panjushkina E.N., 2013. Integrated Technology of Competence Staged Formation in Innovation Through Pedagogy of Cooperation // *World Applied Sciences Journal*. Date Views 16.12.13. pp. 935-938.
4. Naumkin N.I. Osobennosti podgotovki studentov nacional'nyh issledovatel'skih universitetov k innovacionnoj inzhenernoj dejatel'nosti / N.I. Naumkin, E.P. Grosheva, N.N. Shekshaeva, V.F. Kuprjashkin // *Integracija obrazovaniya*. – 2013. – № 4. – S. 4-14
5. Naumkin N.I. Podgotovka studentov nacional'nyh issledovatel'skih universitetov k innovacionnoj dejatel'nosti v processe obuchenija tehničeskemu tvorčestvu / N.I. Naumkin, E.P. Grosheva, V.F. Kuprjashkin; pod red. P.V. Senina, Ju.L. Hotunceva; Mosk. ped. gos. un-t. – Saransk: Izd-vo Mordov. un-ta, 2010. – 120 s.
6. Naumkin N.I. Praktičeskoe obuchenie innovacionnoj inzhenernoj dejatel'nosti v regional'nyh letnih nauchnyh shkolah / N.I. Naumkin, N.N. Shekshaeva, V.F. Kuprjashkin, E.N. Panjushkina // *Regionologija*. – 2014. – №4(89). – S. 55-62.
7. Naumkin N.I. Praktičeskoe obuchenie studentov tehničeskikh vuzov innovacionnoj dejatel'nosti v nauchnyh shkolah / N.I. Naumkin, V.F. Kuprjashkin, A.F. Firstov, A.S. Ulanov // *Sovremennye problemy teorii mashin*. – 2014. – №2. – S. 154-157.

Alekseeva L.B. *Sources of vibration in machine tools and electrical machines*

Keywords: vibration, unbalance, rotor machines, machine tool.

Abstract. The main causes of vibrations in machine tools and electrical machines. The analysis of features of the appearance of vibration machines under consideration, allows to develop methods for reducing the disturbing forces in the

1. Branovskij M.A. Issledovanie i ustranenie vibracij turbogeneratorov / M.A. Branovskij, I.S. Lisicin, A.P. Sivkov. – M.: Jenergija, 1989. – 22 s.
2. Vibracii jenergetičeskikh mashin: Spravočnoe posobie / Pod red. N.V. Grigor'eva, 1974. – 464 s.
3. Isakovich M.M. Ustranenie vibracij jelektričeskikh mashin / M.M. Isakovich, L.I. Klejman, B.H. Perganok. – L.: Jenergija, 1989. – 215 s.
4. Tondl A. Dinamika rotorov turbogeneratorov. – L.: Jenergija, 1971. – 387 s.

Theory of mechanisms and machines

Stepanov A.V., Stepanov I.Ju. *About the computer playing satellites curves planetary gear mechanism*

Keywords: planetary gear, satellite curve, computer software, visualization.

Abstract. Despite the fact that the kinematics of planetary and differential mechanisms have been studied for more than half a century ago, the use of computer tools in their simulation allows to obtain new insights into the mechanism of movement of various points in space. This is due to the fact that the previously conducted studies were carried out in two stages. In the first stage, numerical calculations were carried out, and in the second phase of construction of graphics. As the graphical construction of the tedious manual work, had to reduce the number of points of the curves to

perform calculations in a limited range of variable parameters. Use of computer programs for the analysis of satellite curves allows computational experiments with any accuracy and efficiency curves play a wide range of variable parameters.

1. Borenshtejn Ju.P. Ispolnitel'nye mehanizmy so slozhnym dvizheniem rabochih organov. – L: Mashinostroenie, 1973. – 120 s.
2. Stepanov A.V. Paket komp'yuternyh programm dlja avtomatizirovannogo sinteza struktur ploskih sharnirnyh sistem // Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. – 2008. – №2(66). – S. 68-75.

Popugaev M.G. *On the question of structural synthesis of three-link mechanisms notassurovi zero family*

Keywords: three-link mechanisms, notassurovi mechanism, driving member, family, subfamily, kinematic couple multidirectional Drive, classification, structure, group of zero mobility, universal structural system.

Abstract. The article discusses the problem related to the study of three-link mechanisms. Known approaches to the synthesis of structure of the mechanism. It provides first and second level of the universal structural classification mechanisms professor L.T. Dvornikov's, respectively division mechanisms assurovi, notassurovi and family (subfamily). We consider the one-, two-, three-, and four movable drive. The problem of the study not one movable drive on which formulated the principle of creating notassurovi three-link mechanisms.

1. Dvornikov L.T., Popugaev M.G. Osnovy teorii trehzhvennyh mehanizmov i soedinenij // MashinoStroenie. – 2011. – №21. – S. 38-60.
2. Dvornikov L.T. Osnovy vseobshhej (universal'noj) klassifikacii mehanizmov // Teorija mehanizmov i mashin. – 2011. – №2. – T. 9. – S. 18–29.
3. Popugaev M.G. K voprosu o klassifikacii trehzhvennyh mehanizmov // Sovremennye problemy teorii mashin. – 2014. – №2. – S. 56-58.
4. Popugaev M G. On the Classification of Three-Link Mechanisms / M.G. Popugaev, L.T. Dvornikov // Advanced Materials Research. – 2014. – Vol. 1040. – P. 690-693. – doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.1040.690 eid 2-s2.0-84913556580
5. Popugaev M.G. Privody dlja neassurovyh mehanizmov // Nauka i molodezh: problemy, poiski, reshenija. Trudy Vserossijskoj konferencii studentov, aspirantov i molodyh uchenyh. – Novokuzneck: SibGIU, 2008. – Vyp. 12. –Ch II. Tehničeskie nauki. – S. 132-133.
6. Patent №97934 RF, MPK6 V01F 7/00. Prostranstvennyj smesitel'nyj mehanizm / Dvornikov L.T., Popugaev M.G. – №2010114699/05; prioritet ot 13.04.2010; opubl. 27.09.2010, Bjul. №27.
7. Patent №2404384 RF, MPK6 F16H21/12. Prostranstvennyj trehzhvennyj povorotnyj mehanizm / Dvornikov L.T., Popugaev M.G., Gredzen P.S. – №2009102556/11; prioritet ot 26.01.2009; opubl. 20.11.2010, Bjul. №32.

Shevchenko S.V., Krol' O.S. *Synthesis worm gears with backlash-free gearing*

Keywords: zero-backlash gearing, worm gears, sliding bearings.

Abstract. A method for the formation of the worm gear with backlash-free gearing in the vertical axis of the worm wheel. The magnitude of the displacement of the worm depending on transmission parameters. Dependence for calculation of required spring force in the sliding worm shaft bearing.

1. Patent RU 2291331C1, MPK F 16H 55/24. Bezzazornaja chervjachnaja peredacha i sposob narezanija zub'ev chervjachnogo kola bezzazornoj chervjachnoj peredachi / Lagutin S.A., Dolotov S.V. – Opubl. 10.01.2007, bjul. №1.
2. A.s. №1128019 CCCP, MPK F 16 H 1/16. Bezzazornaja chervjachnaja peredacha / M.V. Mikaeljan, V.M. Mirzojan, R.M. Melik, V.G. Sarkisjan. – Opubl. 07.12.1984, bjul. R45(72).
3. Patent RU 2044194, MPK F 16H 1/16. Chervjachnaja peredacha / Golembiovskij A.I., Petrov V.A. – Opubl. 20.09.1995.
4. Patent №95715, Ukraina, MPK F 16 H 1/16. Bezzazornaja chervjachnaja peredacha / S.V. Shevchenko, O.S. Krol', I.A. Suhorutchenko. – Opubl. 12.01.2015, bjul. №1/2015.
5. Mashinostroenie. Jenciklopedija. V 40 t. T. IV-1. Detali mashin. Konstrukcionnaja prochnost'. Trenie, iznos, smazka; pod red. D.N. Reshetova. – M.: Mashinostroenie, 1995. – 864 s.

Eron'ko S.P., Tkachev M.Ju. *Analytical study of power parameters rocker quick replacement submerged nozzle slab caster using the principle of D'Alembert*

Keywords: manipulator, immersion nozzle, principle of D'Alembert

Abstract. The methodology for calculating energy-power parameters of a new design of handling the quick change of refractory submersible glasses.

1. Burty M. EUR 18647 – Fabrication de l'acier. Inertage et écoulement des jets d'acier dans les busettes de coulée continue. Rapport de la Commission européenne (final). Série: Recherche technique acier. – Luxembourg: Office des publications officielles des Communautés européennes; 1998. – 43 p.
2. Eron'ko S.P., Sotnikov A.L., Tkachev M.Ju. Sovershenstvovanie sistemy bystroj smeny pogruzhnyh stakanov dlja serijnoj razlivki stali na sljabovyh MNLZ // Metallurgičeskie processy i oborudovanie. – 2012. – №3. – S. 26-38.
3. Mihajlenko N.I., Zhivago Je.Ja. Primenenie principa Dalamberta k resheniju tehničeskijh zadach // Sovremennye problemy teorii mashin. – 2013. – №1. – S. 73-76.

4. Tkachev M.Ju. Ispol'zovanie KOMPAS-3D pri raschete i konstruirovanii sistem bystroj smeny pogruzhnyh stakanov // Mashinovedenie / Materialy 15-j mezhvuzovskoj nauchno-metodicheskoi konferencii. – Doneck: DonNTU, 2013. – S. 92-97.

Davydov A.P., Strygin S.V., Ermoshin D.M., Agafonova A.V., Frolikova E.A. *Pass slider-crank mechanism with adjustable connecting rods emphasis*

Keywords: passing slider-crank mechanism, piston machine, inertial crank, adjustable stops.

Abstract. The article describes the features of the well-known passage slider-crank mechanism, with emphasis. Described computer simulation of the layout mechanism. A variant of the joint use of controlled thrusts and inertial crank rod for piston machine with the specified mechanism. Also given are the results of computer simulation of the layout mechanism.

1. Ermoshin D.M., Strygin S.V. // Razrabotka prohodnogo krivoshipno-polzunnogo mehanizma// Aktual'ni problemi komp'juternih tehnologij. Zbirnik naukovih prac' za materialami shostoizmizhnarodnoi naukovo-tehnichnoi konferencii «Aktual'ni problemi komp'juternih tehnologij 2012» – Hmel'nickij: HNU, 2012. – S. 107-115.

2. Davydov A.P., Ermoshin D.M., Strygin S.V. Razrabotka porshnevoj mashiny // Sovremennye problemy teorii mashin. – 2013. – №1. – S. 149-152.

3. Davydov A.P., Ermoshin D.M., Strygin S.V. Razrabotka privoda na baze porshnevoj i dvuhrotornoj mashin // Sovremennye problemy teorii mashin. – 2014. – №2. – S. 79-87.

4. Artobolevskij I.I. Mehanizmy v sovremennoj tehnike. V 7 tomah. T. II: Kulisno-rychazhnye i krivoshipno-polzunnye mehanizmy. – 2-e izd., pererab. – M.: Nauka. Glavnaja redakcija fiziko-matematicheskoi literatury, 1979. – 560 s.

Davydov A.P., Strygin S.V., Averin N.V. *Development three-tiered bearing*

Keywords: three-tiered bearing planetary gear mechanism, design and construction of bearings.

Abstract. The article describes the features of the famous three-tiered bearing analyzed its advantages and disadvantages, it is proposed a number of solutions to address identified deficiencies. It contains a work plan for the preparation of the production of the bearing.

1. Patent №2461745 Trehjarusnyj samoustanavlivajushhij radial'nyj podshipnik kachenija/ Dvornikov L.T., Nelidov S.S., Viktorov D.A – (RF) – prioritet ot 01.06.2011; opubl. ot 20.09.2012 g., Bjul. №26.

2. Spravochnik mashinostroitelja. V shesti tomah. T.1. Gl. red. toma Acherkan N.S. Izdanie vtoroe, ispr. i dop. – M.: Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatel'stvo mashinostroitel'noj literatury «MASHGIZ», 1956.

3. Kozhevnikov S.N., Esipenko Ja.I., Raskin Ja.M. Mehanizmy. Spravochnik. Izd. 4-e, pererab. i dop. Pod red. S.N. Kozhevnikova, M.: Mashinostroenie, 1976.

4. Artobolevskij I.I. Mehanizmy v sovremennoj tehnike. Spravochnoe posobie. V 7 tomah. T. I: Jelementy mehanizmov. Prostejshie rychazhnye i sharnirno-rychazhnye mehanizmy. – 2-e izd., pererab. – M.: Nauka. Glavnaja redakcija fiziko-matematicheskoi literatury, 1979.

Grebenkin V.Z., Zolotarev Ju.V. *The question of the structural analysis of wave gear in the mechanisms of automated systems and equipment microelectronics*

Keywords: structure, CDW, replacing the wave mechanism (VZM).

Abstract. The possibility of using the structural formulas in the analysis of the structure of wave gears. We propose a conditional hard links Wave "replaces" mechanism (VZM) in charge of real properties from the point of view of structural analysis.

1. Frolov K.V., Popov S.A., Musatov A.K. i dr. Teorija mehanizmov i mehanika mashin. Ucheb. dlja vuzov. – M.: Vysshaja shkola, 1998. – 486 s.

2. Ivanov M.N. Volnovye zubchatye peredachi. – M.: Vysshaja shkola, 1981. – 184s.

3. Planetarnye peredachi. Spravochnik. – L.: Mashinostroenie, 1977. – 536s.

Macjuk I.N., Zima N.V., Shljahov Je.M. *Identification of possible displacements of the points and links of the pivotal mechanisms through integrated numbers*

Keywords: Lagrange principle, possible movement, Mathcad, complex number, the analog speed.

Abstract. Displaying a numerical identification of possible movements of points and linkage units in the package Mathcad-based vectors presentation units in the complex form. This approach minimizes the calculation algorithm as compared with the calculation based on the representation of the vectors in the normal coordinate form. This option determine possible movements rationally used in the study of mechanisms of high classes.

1. Macjuk I.N., Shljahov Je.M. Princip vozmozhnyh peremeshhenij v issledovanii mehanizmov. // Teorija mehanizmov i mashin. – 2014. – № 1. T. 12. – S. 51-58.

2. Podol'skij M.E. O primenenii kompleksnyh chisel k izucheniju ploskogo dvizhenija tverdogo tela // Trudy Leningradskogo korablestroitel'nogo instituta. –L.,1954.–Vyp. XIII. S. 213-218.

3. Kinematics and dynamics of machines by Martin, George Henry, New York, McGraw-Hill, 1969.

4. Hartenberg R. S.: "Complex Numbers and Four-Bar Linkages," Machine Design, vol. 30, pp. 156–163, Mar. 20, 1958.

5. Bertjaev V.D. Teoreticheskaja mehanika na baze Mathcad. Praktikum. – SPb.: BHV-Peterburg, 2005. – 752 s.
6. Doslidzhennja vazhil'nih mehanizmov z dopomogoj PEOM: Navch. posibnik / F.J. Zlatopol'skij, G.B. Filimonihin, V.V. Kovalenko, O.B. Chajkovs'kij. – Kirovograd: PP"KOD", 1999. – 107 s.
7. Heinloo M., Aarend E., Mägi M. On The Experience of Mathcad-Aided Analysis of Planar Linkages // Proc. Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, vol. 1, 1999, pp. 392 – 397.

Makarov G.N., Gorlenko O.A. *Development of spur gear with adaptive properties*

Keywords: gear, dynamical vibrations, stiffness of the teeth, load factor of unevenness.

Abstract. The way the tradition of adaptive properties spur gear by facilitating conditions for the occurrence of elastic deformation of the divided surface of the teeth into equal parts.

1. Andrienko L.A. Detali mashin: ucheb. dlja vuzov / L.A. Andrienko, B.A. Bajkov, I.K. Ganulich i dr. – M.: MG TU im. N.Je. Bauman, 2005. – 534 s.
2. Birger I.A. Raschet na prochnost' detalej mashin / I.A. Birger, B.F. Shorr, G.B. Iosilevich. – M.: Mashinostroenie, 1993. – 702 s.
3. Makarov G.N. Povyshenie kontaktnoj vynoslivosti zub'ev prjamozubyh cilindricheskikh zubchatyh peredach / G.N. Makarov, I.O. Shnyrikov, O.A. Gorlenko // Trenie i smazka v mashinah i mehanizmah. – 2014. – №6. – S. 25-27.
4. Makarov G.N. Umen'shenie koeficienta neravnomernosti nagruzki v prjamozubyh cilindricheskikh zubchatyh peredachah / G.N. Makarov, I.O. Shnyrikov, O.A. Gorlenko // Vestn. Brjan. gos. tehn. un-ta. – 2015. – №1. – S. 28-31.
5. Makarov G.N. Dinamika cilindricheskoj zubchatoj peredachi / G.N. Makarov, M.D. Malinkovich, I.O. Shnyrikov, O.A. Gorlenko // Vestn. Brjan. gos. tehn. un-ta. – 2013. – №4. – S. 32-38.
6. Malinkovich M.D. Odin iz sposobov umen'shenija dinamicheskikh nagruzok v zubchatoj peredache / M.D. Malinkovich // Vestn. Brjan. gos. tehn. un-ta. – 2009. – №2. – S. 46-49.

Sadykova A.Ja. *The technique of structural synthesis of planetary transmissions with single-row satellite*

Keywords: planetary gearbox, planetary gear, structural synthesis.

Abstract. This article describes a technique to identify the structure of planetary gearboxes single-row satellites, based on the description of the structure of planetary mechanisms in the form of graphs.

1. Bolotovskij I.A., Vasil'eva O.F., Gur'ev B.I., Zhukova T.V., Rusak L.L. K voprosu o sinteze slozhnyh planetarnyh mehanizmov // Vestnik mashinostroenija. – 1997.– №8 – S. 6-11.

Nadezhdin I.V., Molchanov A.A. *Dynamic analysis of toothed mechanisms cycloidal lantern with energy recovery*

Keywords: toothed cycloid lantern mechanisms, dynamics, mathematical modeling.

Abstract. The article provides an analysis of the dynamic characteristics of cycloidal toothed lantern with energy recovery mechanisms based on mathematical modeling, taking into account the elastic properties of the drive, including linear spring tension-compression.

1. Nadezhdin I.V. Vysokodinamichnye mehanizmy vspomogatel'nyh operacij avtomatizirovannyh sborochnyh proizvodstv. – M.: Mashinostroenie, 2008. – 270 s.
2. Patent №2304242 RF. Povоротное устройство / Nadezhdin I.V. – Opubl., 2007, Bjul. №22.
3. Patent №144750 RF. Поворотное устройство / Nadezhdin I.V., Molchanov A.A. – Opubl. 2014, Bjul. №24.
4. Djebni Dzh.B. Simulinnk® 4. Sekrety masterstva / Dzh.B. Djebni, T.L. Harman; per. s angl. M. L. Simonov.– M.: BINOM. Laboratorija znaniy, 2003.– 403 s.

Chaj Je.B., Klopotov A.A. *Determination of the limiting axial load of threaded connections*

Keywords: fitting, radial deformation of the nut, maximum axle load sensor, radial strain.

Abstract. Рассмотрен method for determining the axle load limit of a threaded joint for radial deformation in the nut-section in the most loaded end. It has been established that the radial deformation of the nut is associated with an axial load of a threaded connection, and can be used to determine the limit load connection.

1. Goodier J.N. The Distribution of Load on the Threads of Screws // J.of Appl. Mechanics. – 1940. – Marz – A10/A16,
2. Paland E.G. Gewinelaufverteilung in der Schrauben-Mut-fern Verbindng.// Konstruktion. –1967. – V.19. – № 9. – P. 345-350.
3. Chaj Je.B. Radial'naja deformacija gajki // Issledovanie, konstruirovanie i raschet rez'bovyh soedinenij: mezhvuzovskij nauchnyj sb. – Saratov, 1983. – S. 3-8.
4. Birger I.A., Iosilevich G.B., Rez'bovyje i flancevyje soedinena. – M.: Mashinostroenie, 1990. – 368 s.
5. Panovko Ja.G., Strahov G.I., Konstrukcionnoe dempfirovanie v rez'bovyh soedinenijah // Izv. AN Latv. SSR. – 1959. – №12. – S. 15-26.
6. Chaj Je.B. Izmerenie peremeshhenij pri issledovanii zhestkosti i dempfirujushhij svojstv rez'bovyh soedinenij // Doklady Tomskogo gos. in-ta sistem upravlenija i radioelektroniki. – 2009. – T.2. – S.65-68.

Modern methodology of designing of machines and mechanisms

Maj V.H., Shhavelev E.V., Serdjuk A.I. *Automation of calculation of cutting conditions on mathematical models*

Keywords: cutting data, CAD TA turning.

Abstract. The article presents an example of the sequence of calculation of cutting conditions for the operation of longitudinal turning using CAD TA.

1. Obshhemashinostroitel'nye vremeni i rezhimov rezaniya dlja normirovaniya rabot, vypolnjaemyh na universal'nyh i mnogocelevykh stankah s chislovym programmnyim upravleniem: v 2-h ch./ Ch.2 Normativy rezhimov rezaniya. – M.: Jekonomika, 1990. – 472 s.

Kozelkov O.A. *Analysis and evaluation of the functional process parameters in-line machine-building production*

Keywords: line production, process, queuing system, single-channel and multi-channel model.

Abstract. The work is devoted to modeling the streaming component of the production process. Defined expressions for the main functional parameters of technological processes in the form of queuing systems as a single-channel and parallel services. The use of these data to determine the characteristics of the equipment, which is made taking into account the feasibility study projects for the production of new equipment.

1. Demchenko O.F. Issledovaniya predpriyatija kak sistemy odnokanal'nykh podsistem massovogo obsluzhivaniya s «chistym» ozhidaniem // Polet.– 2003. – №11. – С. 35-41.

2. Ivchenko G.I. Teorija massovogo obsluzhivaniya. Izd. 2, ispr. i dop. / G.I. Ivchenko, V.A. Kashtanov, I.N. Kovalenko. – M: Izd-vo «Librokom», 2012. – 304 s.

3. Kozelkov O.A. Modeli ocenivaniya harakteristik mashinostroitel'nogo proizvodstva v uslovijah tehnologicheskikh innovacij // Sovremennye problemy teorii mashin. – 2014. – №2. – S. 50-52.

Karcov S.K., Poljakov Ju.A. *The problem of choice dynamic model subsystem "man - seat"*

Keywords: dynamic model of subsystem "man - the seat."

Abstract. The basic problems in selecting a dynamic model of subsystem "people - seat" designed for inclusion in the spatial dynamic model wheel car based on the software system FRUND.

1. Vibracii v tehnikе: spravochnik v 6 t. T. 6. Zashhita ot vibracii i udarov / V.K. Astashev, V.I. Babickij, I.I. Byhovskij i dr.; pod red. K.V. Frolova. – M.: Mashinostroenie, 1995. – 456 s.

2. Gorobcov A.S., Karcov S.K., Pletnjov A.E., Poljakov Ju.A. Komp'juternye metody postroeniya i issledovaniya matematicheskikh modelej dinamiki konstrukcij avtomobilej: Monografija. – M.: Mashinostroenie, 2011. – 463 s.

3. Derbaremdiker A.D., Ostrovcev A.N. O probleme optimizacii vzaimodejstvija cheloveka i avtotransportnoj tehniki // Avtomobil'naja promyshlennost'. – 1970. – № 7. – S. 12-15.

4. Zhigarjov V.P., Hachaturov A.A. Issledovanie vlijaniya harakteristik avtomobil'nogo siden'ja i ego podveski na komfortabel'nost' ezdy passazhira // Trudy Vsesojuz. seminarov po podveskam avtomobilej. – M., ONTI NAMI, 1967. – Vyp. 13. – S. 54-76.

5. Kashkin S.K. Zarubezhnye issledovaniya vozdejstvija vibracii na «cheloveka-operatora»: modeli, gruppy voditelej, primaty // Tez. I Mezhdunar. nauch.-metodich. i nauch.-issled. konf. «Plavnost' hoda jekologicheskij chistykh avtomobilej v razlichnykh dorozhnykh uslovijah i letatel'nykh apparatov pri prizemlenii i tormozhenii». – M.: MADI, 1997. – S. 51-52.

6. Pevzner Ja.M., Gridasov G.G., Konev A.D., Pletnjov A.E. Kolebanija avtomobilja. Ispytanija i issledovaniya. – M.: Mashinostroenie, 1979. – 208 s.

7. Rotenberg R.V. Podveska avtomobilja. Kolebanija i plavnost' hoda. – M.: Mashinostroenie, 1972. – 392 s.

8. Parhilovskij I.G. Shishkin V.I., Belov S.A. Voprosy ocenki jeffektivnosti vibrozashhity voditelja // Avtomobil'naja promyshlennost'. – 1976. – № 8. – S. 22-25.

9. Hachaturov A.A., Afanas'ev V.L., Vasil'ev V.S. i dr. Dinamika sistemy doroga – shina – avtomobil' – voditel'. – M.: Mashinostroenie, 1976. – 535 s.

Astrelin M.N., Rahmatulin R.H., Cheshko A.D. *The promising research characteristics of elastic support member rotor*

Keywords: support, an elastic element, deformation, rotor stiffness.

Abstract. The paper provides an analysis of studies of the elastic elements of the "squirrel cage" rotor supports gas turbine engines. Tendencies of development of research and concept design of elastic elements.

1. Baljakin V.B. Teorija i proektirovanie opor rotorov aviacionnykh GTD / V.B. Baljakin, E.P. Zhil'nikov, V.N. Samsonov, V.V. Makarchuk. – Samara: Izd-vo SGAU, 2007. – 254 s.

2. Barmanov I.S. Razrabotka obobshhjonnoj metodiki raschjota i proektirovaniya uprugodempfernykh opor rotorov dvigatelej letatel'nykh apparatov i jenergoustanovok: avtoreferat dis. ... kand. tehn. nauk / Barmanov Il'dar Sergeevich. – Samara, 2011, 16 s.

3. Fomina O.N. Upravlenie dinamicheskim povedeniem rotorov GTD posredstvom opory s reguliruemoj zhjostkost'ju: avtoreferat dis. ... kand. tehn. nauk / Fomina Ol'ga Nikolaevna. – Moskva, 2010, 22 s.

4. Leont'ev M.K. Issledovanie vlijaniya harakteristik uprugih jelementov opor rotorov na dinamiku GTD / M.K. Leont'ev, A.G. Tereshko // Vestnik SGAU. – № 3(34). – Ch. 1 – S. 173-180.

5. Baljakin V.B. Issledovanie uprugodeformirovannogo sostojanija uprugih jelementov opor rotorov GTD / V.B. Baljakin, D.M. Bobkov // Problemy i perspektivy razvitija dvigatelestroenija: materialy mezhd. nauch.-tehn. konf. – Samara, SGAU, 2009. – V 2 Ch., Ch.1. – S. 55-56.

Kambarov D.K., Konnov I.V., Nikitin A.N. *Future directions of performance rolling bearings rotor support turbomachinery*

Keywords: Bearing, roller bearing, rotor, stiffness, damping.

Abstract. The paper conducted a brief review of the research characteristics of rolling bearing supports the rotor of turbomachinery, analyzing the results of research conducted on the basis of which outlined the prospects for further research of dynamic characteristics of bearings.

1. Балякин В.Б. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макарчук. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 254 с.

2. Белоусов А.И. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов / А.И. Белоусов, В.Б. Балякин, Д.К. Новиков; под ред. А.И. Белоусова – Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2002 – 335 с.

3. Барманов И.С. Разработка обобщённой методики расчёта и проектирования упругодемпферных опор роторов двигателей летательных аппаратов и энергоустановок: автореферат дис. ... канд. техн. наук / Барманов Ильдар Сергеевич. – Самара, 2011, 16 с.

Nejman L.A. *Modeling of transient processes in nonlinear electromagnetic transducer with loss*

Keywords: static electromagnetic transducer, nonlinear model, eddy current losses, transient regime, methods of structural modeling.

Abstract. Based on the established nonlinear model of static electromagnetic transducer considered calculation of non-stationary processes, taking into account the active power losses in the magnetic core of the massive action of eddy currents. The focus of the research was paid to the implementation of the non-linear circuit models and the development of a sustainable calculation algorithm using the apparatus structural modeling Matlab Simulink.

1. Nejman L.A. Issledovanie dvuhkatushechnoj sinhronnoj jelektromagnitnoj mashiny s inercionnym reversom bojka / L.A. Nejman, V.Ju. Nejman // Sovremennye problemy teorii mashin. – 2014. – № 2. – S. 109-110.

2. Nejman L.A. Sinhronnyj jelektromagnitnyj mehanizm dlja vibroudarnogo tehnologicheskogo oborudovanija / L.A. Nejman // Spravochnik. Inzhenernyj zhurnal s prilozheniem. – 2014. – № 6 (207). – S. 17-19.

3. Nejman L.A. Ocenka konstruktivnogo sovershenstva sistem ohlazhdenija sinhronnyh jelektromagnitnyh mashin udarnogo dejstvija // Nauchnyj vestnik NGTU. – 2013. – № 4. – S. 177-183.

4. Nejman V.Ju. Tendencii v razvitii konstrukcij sinhronnyh dvuhobmotochnyh jelektromagnitnyh mashin dlja impul'snyh tehnologij / V.Ju. Nejman, A.A. Skotnikov, L.A. Nejman // Aktual'nye problemy jenergetiki APK: materialy II mezhdunar. nauch.-prakt. konf. – Saratov: FGOU VPO Saratovskij GAU. – 2011. – S. 209-211.

5. Nejman V.Ju. Strukturnyj analiz sinhronnyh jelektromagnitnyh mashin udarnogo dejstvija / V.Ju. Nejman, A.A. Skotnikov, L.A. Nejman // Avtomatizirovannye jelektromehaničeskie sistemy: sb. nauch. tr. Pod obshh red. V.N. Anosova. – Novosibirsk: Izd-vo NGTU, 2011. – S. 106-120.

6. Nejman L.A. Linejnye sinhronnye jelektromagnitnye mashiny dlja nizkочastotnyh udarnyh tehnologij / L.A. Nejman, V.Ju. Nejman // Jelektrotehnika. – 2014. – № 12. – S. 45-49.

7. Nejman L.A. K issledovaniju tјagovyh harakteristik jelektromagnitnyh privodov s uchetom zubchatosti jelementov magnitoprovoda / L.A. Nejman, O.V. Rogova // Doklady Akademii nauk vysshej shkoly Rossijskoj Federacii. – 2013. – № 1 (20). – S. 100-108.

8. Malinin L.I., Nejman V.Ju. Predel'nye silovye harakteristiki jelektromagnitnyh dvigatelej postojannogo toka // Jelektrotehnika. – 2009. – № 12. – S. 61-67.

9. Nejman L.A. K resheniju zadachi racional'nogo vybora jelektromagnitnogo dvigatelja zadannogo gabarita i vesa na osnove chislennoгo jeksperimenta / L.A. Nejman // Nauchnyj vestnik NGTU.- Novosibirsk: Izd-vo NGTU. – 2013. – № 4. – S. 184-190.

10. Solovejchik Ju.G. Optimizacija geometrii linejnyh jelektromagnitnyh dvigatelej s ispol'zovaniem konečnojelementnogo modelirovanija magnitnogo polja / Ju.G. Solovejchik, V.Ju. Nejman, M.G. Persova, M.Je. Rojak, Ju.B. Smirnova, R.V. Petrov // Izvestija vuzov. Jelektromehaniка. – 2005. – № 2. – S. 24-28.

11. Nejman V.Ju. Sravnenie geometricheski podobnyh sistem jelektromagnitov po usloviju postojanstva teplovogo kriterija / V.Ju. Nejman, L.A. Nejman, A.A. Petrova // Jelektrotehnika. – 2011. – № 12. – S. 14a-16.

12. Nejman V.Ju. K voprosu ucheta glavnyh razmerov pri vybore tipa jelektromagnita po znacheniju konstruktivnogo faktora / V.Ju. Nejman, L.A. Nejman, A.A. Petrova, A.A. Skotnikov, O.V. Rogova // Jelektrotehnika. – 2011. – № 6. – S. 50a-53.

13. Petrova A.A. Modelirovanie v FEMM magnitnogo polja dlja rasčeta tјagovyh harakteristik jelektromagnitnyh dvigatelej postojannogo toka / A.A. Petrova, V.Ju. Nejman // Sbornik nauchnyh trudov Novosibirskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. – 2008. – № 2. – S. 101-108.

14. Nejman V.Ju. O metodike k vyboru tipa jelektromagnita po znachenijam konstruktivnogo faktora / V.Ju. Nejman, L.A. Nejman, A.A. Petrova // Nauchnye problemy transporta Sibiri i Dal'nego Vostoka. – 2011. – № 2. – S. 310-313.

15. Nejman L.A. K ocenke vybora tipa jelektromagnita po znacheniju konstruktivnogo faktora / L.A. Nejman, A.A. Petrova, V.Ju. Nejman // Izvestija vuzov. Jeletkromehaniika. – 2012. – № 6. – S. 62-64.
16. Nejman L.A. Konechno-jelementnoe modelirovanie magnitnogo polja dlja rascheta staticheskikh parametrov linejnyh jelektromagnitnyh mashin / L.A. Nejman, V.Ju. Nejman, V.K. Terehov // Avtomatizirovanoe proektirovanie v mashinostroenii. – 2014. – № 2. – S. 26-30.
17. Neyman V.Yu., Neyman L.A., Petrova A.A. Calculation of efficiency of DC electromagnet for mechanotronic systems // IFOST 2008: Proceedings of the 3d International Forum on Strategic Technology, June 23-29, 2008, Novosibirsk: Tomsk. P. 452-454.
18. Nejman V.Ju. Analiz processov jenergopreobrazovanija linejnyh jelektromagnitnyh mashin s predvaritel'nyim akumulirovaniem magnitnoj jenergii v dinamicheskikh rezhimah // Jeletkrotehnika. – 2003. – № 2. – S. 30-36.
19. Nejman L.A. Issledovanie peregruzochnoj sposobnosti ciklichnogo jelektromagnitnogo privoda v zavisimosti ot nachal'nogo prevyshenija temperatury v perehodnyh teplovyh rezhimah / L.A. Nejman // Jeletkrotehnika. – 2014. – № 7. – S. 7-12.
20. Nejman L.A. Ocenka peregruzochnoj sposobnosti udarnogo jelektromagnitnogo privoda po srednej temperature peregreva v perehodnyh rezhimah / L.A. Nejman // Izvestija vuzov. Jeletkromehaniika. – 2013. – № 6. – S. 58-61.
21. Nejman L.A. Priblizhennyj raschet ciklichnogo jelektromagnitnogo privoda s uchtennym nachal'nyim prevysheniem temperatury v perehodnom teplovom processe nagreva / L.A. Nejman // Doklady Akademii nauk vysshej shkoly Rossijskoj Federacii. – 2014. – № 1 (22). – S. 113-122.
22. Nejman L.A. Issledovanie nagreva jelektromagnitnogo dvigatelja v perehodnyh rezhimah / L.A. Nejman, A.A. Skotnikov, V.Ju. Nejman // Izvestija vuzov. Jeletkromehaniika. – 2012. – № 6. – S. 50-54.
23. Nejman L.A. Uproshhennyj raschet jelektromagnitnogo udarnogo privoda v povtorno-kratkovremennom rezhime raboty / L.A. Nejman, V.Ju. Nejman, A.S. Shabanov // Jeletkrotehnika. – 2014. – № 12. – S. 50-53.
24. Nejman L.A. Analiz processov jenergopreobrazovanija v odnokatushečnoj sinhronnoj jelektromagnitnoj mashine s duvhoronnim vybegom bojka / L.A. Nejman // Izvestija Tomskogo politehnicheskogo universiteta. – Tomsk. Izd-vo TPU, 2013. – № 4, T323. – S. 112-116.
25. Nejman L.A. Rabochij cikl duvkatušečnoj sinhronnoj jelektromagnitnoj mashiny so svobodnym vybegom bojka / L.A. Nejman, V.Ju. Nejman // Izvestija vuzov. Jeletkromehaniika. – 2013. – № 6. – S. 48-52.
26. Malinin L.I. Opredelenie naprjazhenija preobrazovanija jenergii i jelektromagnitnyh sil v jeletkromehaniicheskikh sistemah / L.I. Malinin, V.Ju. Nejman // Jeletkričhestvo. – 2008. – № 6. – S. 57-62.
27. Nejman L.A. Analiz processov jenergopreobrazovanija v duvkatušečnoj sinhronnoj jelektromagnitnoj mashine s inercionnym reversom bojka // Izvestija Tomskogo politehnicheskogo universiteta. Tomsk. Izd-vo TPU, 2014. – № 4, T. 325. – S. 157-163.

Abonosimov O.A. *Calculation of the unit features elektrobaromembrannogo roll type*

Keywords: elektrobaromembranny unit, the coefficient of detention, the specific flow of solvent partitioning system.

Abstract. The paper presents the design elektrobaromembrannogo roll type device intended for industrial wastewater treatment. We consider the calculation of the basic technological parameters necessary for the design of the membrane unit.

1. Lazarev S.I., Abonosimov O.A., Gorbachev A.S. Model' rascheta apparatov obratnogo osmosa rulonnogo tipa // Zhurnal prikladnoj himii. – 2004. – T.77. – Vyp. 11. – C. 1844-1846.
2. Patent №2326721 RF Jeletkrobaromembrannyj apparat rulonnogo tipa / Abonosimov O.A., Lazarev S.I., Rjabinskij M.A. – Opubl. 20.06.2008, Bjul. №17.
3. Bajkov V.I., Znovec P.K. Ul'trafil'tracija v ploskom kanale s odnoj pronicaemoj poverhnost' // IFZh. – 1994. – T. 72. – №1. – S.32-37.

Kretinin A.V., Galdin D.N., Darneva Ja.V. *Optimization design module main oil pumps*

Keywords: main oil pump, optimisation, ansys.

Abstract. In this article the algorithm for the use of mathematical modeling capabilities of hydrodynamic processes in the flow of the centrifugal pump by means of a package of finite element analysis ANSYS in conjunction with methods of nonlinear programming to provide an optimized geometry of the flow of the pump for maximum hydrodynamic efficiency.

1. Valjuhov S.G., Bulygin Ju.A., Kretinin A.V. Chislennoe modelirovanie gidrodinamicheskikh processov v protočnoj chasti magistral'nogo neftjanogo nasosa // Razrabotka, proizvodstvo i jekspluatacija turbo-, jelektronasosnyh agregatov i sistem na ih osnove: Trudy VI Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoi konferencii «SINT'11». – Voronezh: IPC «Nauchnaja kniga», 2011. – S.61-65.
2. Valjuhov S.G., Kretinin A.V. Matematicheskoe modelirovanie gidrodinamicheskikh processov v protočnoj chasti centrobezhnogo nasosa s ispol'zovanijem nejrosetevykh algoritmov // Nasosy. Turbiny. Sistemy. 2011. – №1. – S. 53-60.
3. Sergey Valjuhov, Alexander Kretinin and Alexander Burakov (2011). Neural Network Modeling of Hydrodynamics Processes, Hydrodynamics – Optimizing Methods and Tools, Harry Edmar Schulz (Ed.), ISBN: 978-953-307-712-3, InTech, Available from:
4. <http://www.intechopen.com/articles/show/title/neural-network-modeling-of-hydrodynamics-processes>

5. Valjuhov S.G., Kretinin A.V. Optimizacija geometrii rabocheho kola centrobezhnogo neftjanogo nasosa s ispol'zovaniem instrumentov ANSYS // Materialy mezhdunarodnoj konferencii "Voronezhskaja zimnjaja matematiceskaja shkola S.G. Krejna -2014". – Voronezh: IPC «Nauchnaja kniga», 2014. – S. 76-83.

Leksutov I.S., Lutoshkina T.A. Tcelepolaganie in design innovation freight wagons

Keywords: car, goal-setting, planning, implementation, operation

Abstract: The paper examines a set of goals and their interaction with the creation of a new freight car in the interests of participants in the operation.

1. Osipova O. Nagruzki rastut // Komersant# Business Guide (Podvizhnoj sostav). – 2014. – №15.

Dynamics and strength of machines, devices and equipment

Kostjuchenko T.G., Bitueva M.I. Assessing the impact of static overload on the body design of small size spacecraft CubeSat

Keywords: small spacecraft, CubeSat, load, quasi-static effects, strength analysis.

Abstract. The article shows the influence of static overload on the body size of small spacecraft CubeSat 2U and 3U. The kinds of loads acting on the spacecraft during ascent to orbit. The values of the quasi-static loads.

1. Kostjuchenko T.G. SAPR v priborostroenii: uchebnoe posobie. – Tomsk: Izd-vo TPU, 2009. – 156 s.

2. Bitueva M.I., Kostjuchenko T.G. Issledovanie prototipa malogo kosmicheskogo apparata na kvazistaticheskie nagruzki // Kosmicheskoe priborostroenie: Sbornik nauchnyh trudov II Vserossijskogo foruma shkol'nikov, studentov, aspirantov i molodyh uchenyh s mezhdunarodnym uchastiem. – Tomsk, 2014. – S. 244-247.

Nju V.V. For efficient use of energy while cleaning impact plates hydraulic vibroimpact mechanisms

Keywords: anvil block, tool plate, impact, strain wave.

Abstract. A model of vibro-impact cleaning surfaces impact machines with hydraulic drive. The analysis of the efficiency of energy transfer to the tool plate, depending on the system parameters.

1. Erem'janc V.Je., Nju V.V. Peredacha jenerгии udara cherez instrument v plastinu // Vestnik Kyrgyzsko-Rossijskogo Slavjanskogo un-ta. – 2013. – №7. – S. 36-40.

2. Nju V.V. Peredacha jenerгии udara v sisteme «boek-instrument-plastina» pri uprugoj kontaktnoj harakteristike instrumenta i plastiny // Sovremennye tehnika i tehnologii v nauchnyh issledovanijah: Materialy dokladov 6-j mezhdunarodnoj konferencii molodyh uchenyh i studentov. Bishkek: Nauchnaja stancija RAN, 2014. – S. 170-175.

3. Korolev V.I. Uprugo-plasticheskie deformacii obolochek. M.: Mashinostroenie, 1971. – 320 c.

4. Erem'janc V.Je. Dinamika udarnyh sistem. Modelirovanie i metody rascheta. Palmarium academic publishing. – Saarbruken. Germanija, 2012. – 586 s.

5. Nju V.V. Udar uprugim cilindricheskim bojkom po sterzhnju, opirajushhemusja na plastinu // Sovremennye tehnika i tehnologii v nauchnyh issledovanijah. Materialy dokladov 5-j mezhdunarodnoj konferencii molodyh uchenyh i studentov. Bishkek: Nauchnaja stancija RAN, 2013. – S. 226-231.

6. Erem'janc V.Je., Panova L.T., Asanova A.A. Raschet harakteristik processa vibroudarnoj ochistki poverhnostej // Problemy mashinostroenija i nadezhnosti mashin. – 2012. – №6. – S. 6370.

Petrov P.A. Tasks strength and durability cutting tool saws in the separation process of long steel

Keywords: drink, drive, teeth, cutting, kinematics, resistance.

Abstract. The article ranked as the main factors determining the process of cutting profiled metal circular saws. Kinematic parameters of the process and provides a method for increasing the service life of the blade teeth drank hot cutting

1. Ishhenko A.A. Pily gorjachej rezki prokata. Konstrukcii i raschet: monografija / A.A. Ishhenko, E.A. Loza; GVUZ «Priazovskij gosudarstvennyj tehničeskij universitet». – Mariupol': GVUZ «PGTU», 2012. – 251 s.

2. Petrov P.A. Ocenka osnovnyh pricin zameny diskov pil gorjachej rezki. Sbornik nauchnyh trudov DonGTU Vyp. 22 – Alčevsk: DonGTU, 2006 – 301s. – S. 173-179.

3. Shpakov V.A. Issledovanie traektorii dvizhenija diska pily gorjachej rezki s pomoshh'ju matematiceskoy modeli / V.A. Shpakov, P.A. Petrov // V sb. nauk. pr. DDMA. – Kramatorsk, 2004. – S. 638-642.

4. Patent na korisnu model' №97849 UA, MPK B23D 45/00. Chotirilankova diskova pila dlja poperechnogo rizannja sortovogo metaloprokatu / P.O. Petrov, P.V. Borovik, M.E. Seleznev.; zajavnik Donbas'kij derzhavnij tehničnij universitet. – №201410643.; zajavl. 29.09.2014; opubl. 10.04.2015, Bjul. №7.

Kolesnikov N.A. Fluctuations rocker impact system with elastic coupling with shock rocker mass

Keywords: rocker, impact mass communication, dynamic response.

Abstract. The mathematical model of the impact system consisting of rotating relative to the fixed axis of the elastic beam with a fixed thereon by an elastic impact due weight, striking the anvil. They found their own forms and frequencies of obtained solutions of equations of the mathematical model.

1. Zijaliev K.Zh. Kinematicheskij i dinamičeskij analiz šarnirno-četyrehzvennyh mehanizmov peremennoj struktury s sozdaniem mashin vysokoj moshnosti. – Bishkek: Ilim, 2005. – 195 s.
2. Erem'janc V.Je., Kolesnikov N.A. Kolebanija balki koromyslovoj udarnoj sistemy pri ejo šarnirnoj svjazi s udarnoj massoj // Teorija mashin i rabochih processov. Sbornik trudov. – Bishkek: IMash NAN KR, 2013. – S. 131-135.
3. Erem'janc V.Je., Kolesnikov N.A. Kolebanija balki koromyslovoj udarnoj sistemy pri ejo zhestkoj svjazi s udarnoj massoj // Teorija mashin i rabochih processov. Sbornik trudov. – Bishkek: IMash NAN KR, 2013. – S. 136-140.
4. Biderman V.L. Prikladnaja teorija mehaničeskikh kolebanij. Učeb. posobie dlja vtuzov. – M.: Vyssh. shkola, 1972. – 416 s.

Mechanics of deformable solid

Garanikov V.V. *Experimental study on the elastic properties stress path of constant curvature*

Keywords: deformation, complex loading, deformation path.

Abstract. Experimental studies on the complex CH-computer [1] elastic-plastic properties of the alloy AK-8 on a circular path loading. We studied the vector properties of the alloy in the data paths.

1. Garanikov V.V. Jeksperimental'noe issledovanie stali 9H2 pri cikličeskom izmenenii naprjazhenij // Sovremennye problemy teorii mashin. – 2014. – №2. – S.15-17.
2. Zubchaninov V.G. Opredeľjajushhie sootnošenija teorii neuprugih processov v prostranstve naprjazhenij. Soobshhenie 1. Teoreticheskie osnovy // Problemy prochnosti.– 1992.– №6. – S.3-13.
3. Garanikov V.V., Zubchaninov V.G., Ohlopkov N.L. Jeksperimental'naja plastičnost': Monografija. Kniga 2: Processy sloznogo nagruženija. – Tver': TGTU, 2004, – 184 s.
4. Rabotnov Ju.N. Opytnye dannye po polzuchesti tehničeskikh splavov i fenomenologičeskie teorii polzuchesti (obzor) // Prikladnaja matematika i teoretičeskaja fizika. – 1965. – №1. – S.141-159.

Buravlev V.F., Buravleva E.G. *Discrete-continuum model plates*

Keywords. "One plate" Dirac delta function, unit Heaviside function, discrete Laplace transform, basic functions supported by the plate.

Abstract. Solving equations with singular coefficients such as the Dirac delta function and its derivatives have been proposed in [1-2]. A discrete-continuum model of cylindrical shells, reinforced by stringers or frames, were considered in [3-5]. In the present paper outlines an approach that allows to solve thin-walled plate supported on the basis of the apparatus of generalized functions, ie. E. The plate, supported by a set of edges, is regarded as "a single sheet". Governing equation is an ordinary differential equation with variable singular coefficients of delta-function and its derivatives.

1. Onanov G.G. Uravnenija s singuljarnymi koeficientami tipa del'ta-funkcii Diraka i ee proizvodnyh. – DAN SSSR, t. 191, №5, 1970.
2. Onanov G.G. Uravnenija s singuljarnymi koeficientami tipa del'ta-funkcii Diraka i ee proizvodnyh v zadachah stroitel'noj mehaniki. – MTT, №5, 1971.
3. Onanov G.G. Normal'nye koordinatnye funkcii obolochki vrashhenija s diskretnym prodol'nym naborom. – Učenyje zapiski CAGI, t. 3, №1, 1972.
4. Obrazcov I.F., Onanov G.G. – Stroitel'naja mehanika skoshennyh tonkostennyh sistem. – M., «Mashinostroenie», 1973.
5. Onanov G.G., Buravlev V.F. – Rasčet polubezmomentnoj cilindričeskoj obolochki s diskretnymi špangoutami. – M., VINITI, №1921-80 DEP ot 19.05.80.
6. Dech G. Rukovodstvo k praktičeskomu primeneniju preobrazovanija Laplasy i z- preobrazovanija. – M.: Nauka, 1971.

Kitaeva D.A., Kodzhaspirov G.E., Rudaev Ja.I., Subbotina E.A. *Solving the lengthwise rolling of aluminum sheet superplastic*

Keywords: rolling, superplastic aluminum alloys, the rate of deformation, the pressure on the rolls.

Abstract. The two-dimensional problem of isothermal rolling aluminum sheet modes superplasticity carried out with a small capture angle rolls. The solution is based on the known laws of the metal flow in the converging wedge channel. For the mathematical formulation of the problem involved in the relation between theory of elastic-plastic processes of small curvature, and the equation of state is suitable to describe the regularities of high-temperature deformation in a wide speed range, including the conditions for the implementation of the superplasticity effect. Written components of the speeds of movement, the stress tensor and the strain rate. The parameters which generalize speed, geometric and contact factors in areas lagging behind and advancing the process rolling. The existence capture angle below which the deformation zone is considered only as a zone of advance. Comparison of the established character of the distribution of pressure on the rolls in the temperature conditions of superplasticity and beyond. Specific calculations of the alloy AMg5. Experimental realization of the process carried out at the close of the chemical composition of the alloy 1561 (AMg61) to give the rolled metal structures close to the fine.

- 1 Rudskoj A.I., Rudaev Ja.I. Mehanika dinamičeskoj sverhplastičnosti aljuminievych splavov. – SPb.: Nauka, 2009. – 217 s.
- 2 Rudskoj A.I., Kodzhaspirov G.E. Ul'tramelkozernistyje metalličeskie materialy. SPb.: SPbGPU, 2015.

- 3 Kajbyshev O.A. sverhplasticnost' promyshlennyh splavov. – M.: Metallurgija, 1984. – 264 s.
- 4 Vajnblyat Ju.M., Sharshagin N.A. Dinamicheskaja rekristalizacija aljuminievyh splavov // Cvetnye metally. – 1984. – №2. – С. 67-70.
- 5 Zolotarevskij Ju.S., Panjaev V.A., Rudaev Ja.I. i dr. Sverhplasticnost' nekotoryh aljuminievyh splavov // Sudostroitel'naja promyshlennost'. Serija materialovedenie. – 1990. – Vyp. 16. – S. 21-26.
- 6 Kitaeva D., Rudaev Y., Subbotina E. About the volume forming of aluminium details in superplasticity conditions. In METAL 2014: 23rd International Conference on Metallurgy and Materials. Ostrava: TANGER, 2014, pp. 347-352.
- 7 Sokolovskij V.V. Teorija plasticnosti. – M.: Vysshaja shkola, 1969. – 608 s.
- 8 Malinin N.N. Tehnologicheskie zadachi plasticnosti i polzuchesti. – M.: Vyssh. shk., 1979. – 119 s.
- 9 Kijko I.A. Plasticheskoe techenie metallov/Nauchnye osnovy progressivnoj tehniki i tehnologii. – M.: Mashinostroenie, 1985. – S. 102-135.
- 10 Rudaev Ja.I. Modelirovanie pressoprokatki lista s ispol'zovaniem sverhplasticnosti // Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGPU. – 2005. – №2. – S. 57-64.
- 11 Smirnov V.S. Teorija obrabotki metallov davleniem. – M.: Metallurgija, 1973. – 496 s.

Subbotina E.A. *On modeling of volumetric material forming in the mode superplasticity*

Keywords: superplasticity, volume shaping, fine structure, edges and optimization problems.

Abstract. Consider setting targets process control volume isothermal formation of industrial aluminum alloys in superplastic conditions. Developed research methodology allows optimum combination of energy and power, kinematic and thermal parameters to predict the production of semi-finished products with a structure close to the fine.

1. Rudskoj A.I., Rudaev Ja.I. Mehanika dinamicheskoy sverhplasticnosti aljuminievyh splavov. – SPb: Nauka, 2009. – 217s.
2. Vajnblyat Ju.M., Sharshagin N.A. Dinamicheskaja rekristalizacija aljuminievyh splavov // Cvetnye metally. – 1984. – №2. – S. 67-70.
3. Rudaev Ja.I. O fazovyh perehodah v sverhplasticnost' // Problemy prochnosti. – 1990. – №10. – S. 50-54.
4. Kijko I.A. Plasticheskoe techenie metallov // Nauchnye osnovy progressivnoj tehniki i tehnologii. – M.: Mashinostroenie, 1985. – S. 102-133.
5. Rudaev Ja.I. Modelirovanie processa prjamogo pressovaniya polosy v rezhimah sverhplasticnosti // Visn. Dnipropetr. univers. – 2012. – T.20. – №5. – S. 109-119.
6. Rudaev Ja.I., Sulajmanova S.M. Tashbaev Ch.K. Teorija obratnogo vydavlivaniya v rezhimah sverhplasticnosti // NTV SPbGPU. – 2010. – №1. – S. 91-102.
7. Platonov V.V., Rudaev Ja.I., Chashnikov D.I. Pressovanie prutka s ispol'zovaniem sverhplasticnosti // Voprosy materialovedeniya. – 1996. – №3 (6). – S. 29-39.
8. Rudaev Ja.I. Modelirovanie pressoprokatki lista s ispol'zovaniem sverhplasticnosti // NTV SPbGPU. – 2005. – №2. – S.57-64.
9. RudaevYa.J., Sulaimanova S.M. About optimization of process pressing of a plate with use of superplasticity // Actual problem of control theory; to pology and operation equations. – Shaker Verlag Aachen. – 2009. – pp. 179-185.
10. Kuneev V.I., Pazylov Sh.T., Rudaev Ja.I., Chashnikov D.I. tehnologii dinamicheskoy sverhplasticnosti // Problemy mashinostroenija i nadezhnosti mashin. – 2002. – №6. – S. 62-70.

Zonov A.V., Kropacheva A.S. *Optimization algorithm for calculating frame vehicle on the example of VAZ 21703-21-045 LADA PRIORA*

Keywords: calculation of vehicle body, finite element calculation scheme, finite element method, parallel computation scheme, reducing the time of calculation.

Abstract. The article presents the results of the calculation of the body of the vehicle and the modified parallel finite element scheme. The shortening time parameters for calculating, as well as to increase the accuracy of calculations of stresses and displacements in the nodes of the structure.

1. Algoritmicheskoe obespechenie metoda konechnyh jelementov [Jelektronnyj resurs] : /Samarskij obl. centr novyh inf. tehnologij. – CNTI SGAU, 2013. – Rezhim dostupa: <http://cnit.ssau.ru/TechFEM/AlgorithmFEM.htm>. – Zagl. s jekrana.

Belov N.N., Jugov N.T., Kopanica D.G., Kopanica G.D., Jugov A.A., Kaparulin S.L., Pljaskin A.S., Kalichkina A.S. *The method of calculation of the bearing capacity of reinforced concrete frame the action of an explosive or shock loading on the column*

Keywords: reinforced concrete frame, residual momentum, natural frequency, dynamic load, form of destruction.

Abstract. The method of calculation of the bearing capacity of reinforced concrete frame under the action of an explosive or shock loading on the column. Calculation of the bearing capacity frame is divided into two stages.

In the first phase, the software "RANET-3" are calculated destruction of the material column and the residual momentum it under shock wave loading.

The results of the decisions are taken as the initial conditions for the calculation of the bearing capacity of the frame in the environment of APM Civil Engineering-11.

Verification of the method performed on an example of calculating a single-span concrete frame to the combined effect of the static and impact loads.

1. Kopanica D.G., Kaparulin S.L., Pljaskin A.S., Ustinov A.M.. Jeksperimental'nye issledovanija modeli zhelezobetonnoj ramy pri razrushenii kolonny udarnoj nagruzkoj // Vestnik TGASU. – 2013. – №4(41). – S 175-183.
2. Belov N.N., Demidov V.N., Efremova L.V.. Komp'juternoe modelirovanie dinamiki vysokoskorostnogo udara i soputstvujushhiih fizicheskiih javlenij // Izvestija vuzov. Fizika. – 1992. – T.35. – №8. – S. 5-48.
3. Belov N.N., Jugov N.T., Kopanica D.G., Jugov A.A. Dinamika vysokoskorostnogo udara i soputstvujushhie fizicheskie javlenija // Northampton. – Tomsk: STT, 2005. – 356 s.
4. Belov N.N., Kopanica D.G., Jugov N.T.. Matematicheskoe modelirovanie dinamicheskoj prochnosti konstrukcionnyh materialov. // Tom 3. Fizika udarnykh voln. Dinamicheskoe razrushenie tverdykh tel. – Tomsk: STT, 2010. – 318 s.

Kopanica D.G., Ustinov A.M., Potekaev A.I., Klopotov A.A. *The evolution of the structural elements of the deformation in the surface layers are formed from low-alloy steel*

Keywords: macrodeformation, structural deformation elements, digital stereoscopic image, visualization of deformation of the surface layer.

Abstract. The paper presents the pattern of deformation of the surface layer obtained in the test machine «Universal Testing Machine 4500" using a digital optical system Vic-3D samples of low alloyed steel. It is found that the surface of the samples during the compressive deformation of the spatial deformation of the structural elements with characteristic dimensions and their relative positioning depending on the degree of deformation.

1. Panin V.E., Grin'jaev Ju.V., Elsukova T.F., Ivanchin A.G. Strukturnye urovni deformacii tverdykh tel // Izvestie VUZov. Fizika. – 1982. – №6. – S. 5-27.
2. Romanova V.A., Balohonov P.P. Chislennoe issledovanie deformacionnykh processov na poverhnosti i v ob#eme trehmernykh polikristallov // Fizicheskaja mezomehanika. – 2009 –T.12, №2. – S. 5-16.
3. Ivanova B.C. Sinergetika. Prochnost' i razrushenie metallicheskih materialov. – M.: Nauka., 1992. – 453 s.
4. Alehin V.P. Fizika prochnosti i plastichnosti poverhnostnykh sloev materialov. – M.: Nauka, 1983.
5. Garannikov V.V. Jeksperimental'noe issledovanie stali 9H2 pri ciklicheskom izmenenii naprjazhenij // Sovremennye problemy teorii mashin. – 2014. – №2. – S.15-17.

Drobotov Ju.E., Zhuravlev G.A. *Movements in the console plate of infinite length*

Keywords: cantilever plate, bending, shear load, classical theory of plates, moving, numerical and analytical solution.

Abstract. In this paper we consider the problem of the bending of the cantilever (stiff incorporation) infinitely long plate concentrated force applied at any point of the plate. The solution is sought in the analytical form and then compared with the solution obtained by finite element method.

1. Jaramillo, T.J. Deflections and moments due to a concentrated load on a cantilevered plate of infinite length// Journal of Applied Mechanics. 1950. Vol. 17, no. 1.P. 67 – 72.
2. Zhuravlev G.A., Onishkova V.M. Peremeshhenija konsol'noj plastiny beskonечноj dliny M.: 1987. – Dep. v VINITI 17.07.1987. №6266-V87.
3. Kalitkin N.N. Chislennye metody. – M.: Nauka, 1978. – 512 s.

Zhuravlev G.A. *About inconsistencies of classical solutions to contact problems of Hertz contact real bodies*

Keywords: hertz contact problem, contact theory, curvature of the contact elements, model contact solids of complicated form, effects of curvature of contact, contact units of machines.

Abstract. It is shown that, in general, to the inconsistencies of classical solutions to contact problems of Hertz contact real contact assemblies must be true universally used in design practice interconnection main factors contact.

1. Spravochnik. Prochnost', ustojchivost', kolebanija // Pod red. I.A. Birgera i Ja.G. Panovko. – M.: Mashinostroenie, 1968. – T.2. – 464s.
2. Dzhonson K. Mehanika kontaktnogo vzaimodejstvija // M.: Izd-vo Mir, 1998. – 510 s.
3. Koval'skij B.S. Raschet detalej na mestnoe szhatie. – Har'kov: Izd-vo HVKIU, 1967. – 222 S.
4. Zhuravlev G.A. O vlijanii formy zubcov na ih kontaktnuju prochnost' v poljuse zacepljenja // 3-j Vsesojuznyj simpozium «Teorija i geometrija prostranstvennykh zacepljenij». Tezisy dokladov. – Kurgan, 1979. – S. 38-41.
5. Zhuravlev G.A. Ob odnoj osobennosti naprjazhennogo sostojanija v kontakte uprugih tel dvojnoj krivizny // Tezisy dokladov mezhdunarodnogo nauchnogo soвета po tribologii pri AN SSSR «Problemy kontaktnogo vzaimodejstvija, trenija i iznosa». – Rostov-na-Donu, 1990. – S. 44.
6. Zhuravlev G.A. Conditions of Teeth Tribocontact and Ways of Improving Gear Pairs // Journal of Friction and Wear, New York, USA. –Vol.20. –N2. –1999. – pp. 57-69.
7. Zhuravlev G.A. Uslovija tribosoprjazhenija zub'ev i puti sovershenstvovaniija zubchatykh zacepljenij // Mezhdunarodnyj zhurnal «Trenie i iznos». – Minsk. – 1999. – T.20. – №2.– S. 175-188.
8. Zhuravlev G.A. The Mixed Gearing Engagement Systems // Proceedings of Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. Vol. 1. – Italy. – Milano. – 1995. – P. 433-437.

9. Zhuravlev G.A. Matematicheskaja model' kontakta uprugih tel s nagruzhennymi vystupami // Sbornik statej Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii "Teoreticheskie i prakticheskie aspekty tehniceskikh nauk"(g.Ufa, 29.12.2014g.). – Ufa: AJeTERNA, 2014. – S. 16-23.
10. Zhuravlev G.A., Azarov A.D., Babenko I.S. K opredeleniju glubinyh naprjazhenij v oblasti kontakta uprugih cilindrov // Izv. vuzov. Sev.-Kavk. region. Estestv. nauki. – 2013. – №1 (173). – S. 26-30.
11. Jaramillo T.J. Deflections and Moments Due to a Concentrated Load on a Cantilever Plate of Infinite Length. // Journal of Applied Mechanics. – March, 1950. – V. 17. – № 1. – Pp. 67-72.
12. Zhuravlev G.A., Onishkova V.M. Peremeshhenija konsol'noj plastiny beskonečnoj dliny // Deponirovanie v VINITI. – M. №6266-B87. –17.07.1987.

Innovative equipment and technologies in mechanical engineering

Ljulenkov V.I., Mahrinskaja K.O., Gudimova L.N. Jaw crusher with hydraulic and protection against damage

Keywords: jaw crusher, hydraulic, crushing.

Abstract. The paper describes the developed jaw crusher with hydraulic and protection against damage from contact with her pieces of tramp material.

1. Klushancev B.V. Drobilki. Konstrukcii, raschet, osobennosti jekspluatacii / B.V. Klushancev, A.I. Kosarev, Ju.A. Mujzemnek. – M.: Mashinostroenie, 1990. – 320 s.
2. Klushancev B.V. Sostojanie i perspektivy razvitija otechestvennogo i zarubezhnogo drobil'no-sortirovochnogo oborudovanija. – M.: CNIITJestrojmach, 1979. – 58 s.
3. Sveshnikov V.K. Stanochnye gidroprivody: Spravochnik / V.K. Sveshnikov, A.A. Usov – M.: Mashinostroenie, 1988. – 512 s.

Vodin D.V. Plasma-pulse treatment as promising methods for improving the wear resistance of metal cutting tools

Keywords: Plasma, plasma pulse treatment, metal-cutting tool, hardening, wear resistance, plasma jet (long).

Abstract. The article describes the main features of the use of plasma-pulse processing as a method for improving the wear resistance of cutting tools. The main advantages and disadvantages of the plasma pulse treatment.

1. Sosnin N.A., Ermačov S.A., Topoljanskij P.A. Plazmennye tehnologii. Rukovodstvo dlja inzhenerov. – SPb: Izd-vo Politehn. un-ta, 2008. 406 s.

Kosenko A.I., Aleksandrov A.N., Semjonov P.A. Sensor power as instruments for measurement of cutting forces

Keywords: power sensor, cutting force, load cell, rigidity, accuracy.

Abstract. We consider the formula for calculating the capacity of the vertical component of the cutting force. The results on the effect of the depth of cut and feed on the cutting force obtained power sensor connected to a computer.

1. Sinopal'nikov V.A. Nadezhnost' i diagnostika tehnologicheskikh sistem / V.A. Sinopal'nikov, S.M. Grigor'ev. Uchebnik. – M.: MGTU «Stankin», Janus-K. – 2003. – 331 s.
2. Spravochnik tehnologa mashinostroitelja. V 2-h t. / Pod red. Kosilovoj A.G. i Meshherjakova R.K. – 4-e izd. pererab. i dop. – M.: Mashinostroenie, 1985.
3. Tereshin M.V. Operativnoe regulirovanie i mnogoparametricheskoe diagnostirovanie processa rezanija. – Velikij Novgorod: NovGU im. Jaroslava Mudrogo, 2012. – 166 s.
4. Kosenko A.I. Optimizacija processov rezanija: Uchebno-metod. posobie. – Velikij Novgorod: NovGU im. Jaroslava Mudrogo, 2013. – 82s.

Marchuk V.I. The concept of innovation engineering holding

Keywords: innovative concept, engineering, innovation.

Abstract. The article presents an innovative concept of machine-building industry, proposed objectives and directions of corporate governance engineering enterprises, and also listed the problems and ways to solve them.

1. Gorshkov V.G. Korporativnoe upravlenie: uchebnoe posobie / V.G. Gorshkov, V.A. Jashkin, Ju.V. Shenshinov. – Barnaul: Izd-vo AAJeP, 2010.
2. Kabushkin N.I. Osnovy menedzhmenta: uchebnik, 11-e izd., ispr. – M.: Novoe znanie, 2009.
3. Sovet direktorov kak mirovoj standart korporativnogo upravlenija kompaniej / Pod red. I.V. Belikova – M.: Jeksmo, 2008.

Levchenko V.A., Ponomarev S.G., Shljapin A.D. Electropulse fusion of the immiscible components as method of manufacturing micro axial bearings

Keywords: contact alloying, electropulse fusion, monotectic alloy composition, micro axial bearings.

Abstract. The technique of producing thrust washer axial bearing technology micro alloying contact with the installation of electro-fusion.

1. Avraamov Ju.S., Shljapin A.D. Splavy na osnove sistem s ogranichennoj rastvorimost'ju v zhidkom sostojanii.– M.: Interkontakt nauka, 2002. –372 s.
2. Avraamov Ju.S., Koshkin V.I., Panin V.E., Rudenko I.B., Shljapin A.D. Vlijanie jelektroimpul'snoj obrabotki na mikrostrukturnye prevrashhenija v zone kontakta raznorodnyh metallicheskih veshhestv // Perspektivnye materialy. – 2006. – № 6. – S. 10-14.
3. V.I. Koshkin, A.N. Kravchenkov, V.A. Nizhnik, I.B. Rudenko, V.V. Rybal'chenko, A.D. Shljapin Strukturnye prevrashhenija v zone kontakta metallov Al i Pb, Fe i Pb pri jelektroimpul'snom vozdejstvii 7 // Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie. – 2012. – №1. – S. 23-27.
4. Ponomarev S.G., Rybal'chenko V.V. Scenarii razvitija jelektroimpul'snogo splavljenja v sisteme med' – svinec // Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie. – 2014. – №1. – S.16-20.
5. Patent №71088 RF. Ustanovka dlja obrabotki tokoprovodjashhijh materialov impul'sami jelektricheskogo toka s registraciej parametrov processa izmerenija ih fiziko-mehaničeskijh svojstv / Rudenko I.B., Koshkin V.I., Nizhnik V.A., Shljapin A.D. – №2007121857; prioritet ot 13.06.2007; opubl. 27.02.2008, Bjul. №6.

Bezukladnikov A.I., Parshin S.V. Development of the device for dispensing pipes

Keywords: profile pipe, distribution pipes, repair wells, conical mandrel.

Abstract. The paper reviewed the draft device to eliminate complications during drilling of oil wells by setting the profile liner. Installing the profile liner made conical mandrel.

1. Parshin S.V. Sovershenstvovanie processov i mashin dlja izgotovlenija holodnoprofilirovannyh trub na osnove modelirovanija ochaga deformacii: diss. ... dokt. tehn. nauk: 05.03.05 / Parshin Sergej Vladimirovich. – Ekaterinburg: UPI im. pervogo Prezidenta Rossii B.N. El'cina, 2009.

Emel'janov V.N., Olisov V.N., Petuhov M.Ju. Wheelchairs for persons with one hand serving

Keywords: wheelchair, communication drive wheels, reversing mechanism, switching mechanism.

Abstract. The article describes a wheelchair with a mechanical drive for those with a valid hand.

1. Patent № 2237457 RF. MPK A61G5/02. Invalidnaja universal'naja koljaska / A.G. Dvorjanidov. – Opubl. 10.10.2004.
2. Patent №2237458 RF. MPK A61G5/02. Invalidnaja universal'naja koljaska / A.G. Dvorjanidov. – Opubl. 10.10.2004.
3. Patent № 2475222 RF. MPK A61G5/02. Invalidnaja koljaska / V.N. Emel'janov, V.V. Timofeev. – Opubl. 20.02.2013.

Popov M.Ju. Evaluation parameters rotary processing of various profiles

Keywords: process of cutting, rotary cutting tools, simple shapes and surface parameters of rotary processing.

Abstract. The modern trend of the machining process with the use of rotary instruments. The basic parameters of a rotating group process and their influence on the formation of different profiles.

1. Konovalov E.G. Progressivnye shemy rotacionnogo rezanija metallov / E.G. Konovalov, V.A. Sidorenko, A.V. Sous'. – Mn.: Nauka i tehnika, 1972. – 272 s.
2. Zemljanskij V.A., Lupkin B.V. Obrabotka vysokoprochnykh materialov instrumentami s samovrashhajushhimisja rezcami. – K.:Tehnika, 1980. 120 s.
3. Jashhericyn P.I., A.V. Borisenko, I.G. Drivotin, V.Ja. Lebedev. Rotacionnoe rezanie materialov. – Mn.: Nauka i tehnika, 1987. –229 s.

Borodin A.V., Ivanova Ju.A., Gric D.B. High load capacity of freight cars bucs

Keywords: bearings, thrust bearing, bush, modernization and durability.

Abstract. The paper presents the design and calculation of the durability of the axle box of freight cars increased load capacity. Maisonette modernization involves the use of double-row roller bearings and ball socket.

1. Pat. 82011 Rossijskaja Federacija, MPK F16C 17/04. Podshipnik so sferičeskimi upornymi poverhnostjami / A.V. Borodin, Ju.A. Ivanova. – №2008145684/22; Zajavleno 19.11.2008; Opubl. 10.04.2009. Bjul. № 10. – 2 s.
2. Borodin A.V., Sharovyj podpjatnik buksy gruzovogo vagona / A.V. Borodin, Ju.A. Ivanova // Sovremennye problemy teorii mashin. – 2014. – №2. – S. 31-32.
3. Pat. 65008 Rossijskaja Federacija, MPK V 61 F 15/12. Buksa s cilindričeskim rolkopodshipnikom / A.V. Borodin, Ju.A. Ivanova. – №2007112328; Zajavleno 02.04.07; Opubl. 27.07.2007. Bjul. № 21. – 2 s.

Ivanishin V.I. Development drive clutch with soft engagement for NTTM

Keywords: drive clutch, vehicle NTTM, motor combo drive, pedal, pull, spring, glass, clutch discs, contacts, electronic control unit, engine.

Abstract. The analysis of the various systems of drive friction clutch. A variant of the drive friction clutch, analyzed the advantages and disadvantages of the proposed drive clutch.

1. Anilovich V.Ja., Vodolazhchenko Ju.T. Konstruirovanie i raschjot sel'skohozjajstvennyh traktorov: Spravočnoe posobie. Izd. 2-e, pererab. i dop. – M.: Mashinostroenie, 1976. – 456 s.
2. Traktory. Konstrukcija i raschjot: Učebnik dlja studentov mashinostroitel'nyh special'nostej vuzov / I.P. Ksenevich, V.V. Gus'kov, N.F. Bocharov i dr.; Pod obshh.red. I.P. Ksenevicha. – M.: Mashinostroenie, 1991. – 544 s.

3. Traktory. Konstrukcija: Uchebnik dlja studentov vuzov / I.P. Ksenevich, V.M. Sharipov, L.H. Arustamov i dr.; Pod obshh.red. I.P. Ksenevicha, V.M. Sharipova. – M.: Mashinostroenie, 2000. – 821 s.
4. Raschjot i konstruirovanie gusenichnyh mashin / N.A. Nosov, V.D. Galyshev, Ju.P. Volkov, A.P. Harchenko; Pod red. N.A. Nosova. – L.: Mashinostroenie, 1972. – 560 s.

Malkina I.V. *Improving the quality of assembly machines and units*

Keywords: assembly process, mating surface, ultrasonic vibrations; plastic deformation.

Abstract. The effect of ultrasonic vibrations on the process of improving the quality of assembly connections.

1. Nerubaj M.S., Kalashnikov V.V., Shtrikov B.L., Jares'ko S.I.. Fiziko-himicheskie metody obrabotki i sborki. – M.: Mashinostroenie-1, 2005. – 395 s.
2. Shtrikov B.L., Rodimov G.A. Vlijanie ul'trazvukovyh kolebanij na kachestvo sborki pressovyh soedinenij // Materialy mezhdunarodnoj konferencii «Aktual'nye problemy nadezhnosti tehnologicheskikh, jenergeticheskikh i transportnyh mashin». – Samara: SamGTU, 2003. S. 351-352s.
3. Shtrikov B.L., Tepljakov A.Ju., Malkina I.V. Modelirovanie kontaktnyh davlenij v rez'bovyh soedinenijah pri obychnoj i ul'trazvukovoj sborkе // Sborка v mashinostroenii, priborostroenii. – 2006. – №10. – S 54-56.
4. Malkina I.V. Primenenie ul'trazvuka dlja povyshenija jeffektivnosti sborki klepanyh soedinenij detalej // V mire nauchnyh otkrytij. – 2010. – №4 (10), chast' 15. – S. 45-46.

Jakimov A.Ju., Krauin'sh D.P. *The new suspension design*

Keywords: suspension, steering, wheel trucks.

Abstract. The existing types of suspensions wheeled transport, describe their advantages and disadvantages, as well as introduced a new type of independent suspension, given its advantages and possible disadvantages.

1. Vikipedija [Jelektronnyj resurs] svobodnaja jenciklopedija-Jelektronnye tekstovye dannye-rezhim dostupa svobodnyj: https://ru.wikipedia.org/wiki/Zakony_razvitija_tehnicheskikh_sistem.
2. Skuter Dajdzhest [Jelektronnyj resurs] zhurnal o skuterah i ljudjah. Jelektronnyj zhurnal. 3.7.2011 – rezhim dostupa k zhurnalu ogranichennyj, tol'ko chtenie: <http://www.scooterdigest.ru>.
3. Jekstavator.ru [Jelektronnyj resurs] Torgovaja sistema spectehniki. Jelektronnye tekstovye dannye. – Rezhim dostupa ogranichennyj, tol'ko chtenie: <http://ekvator.ru/articles/customer/~id=8342>
4. Krajnev A.F. Ideologija konstruirovanija. – M.: Mashinostroenie, 2003. – 384 s.

Levchenko Je.P., Vishnevskij D.A., Levchenko O.A., Vlasenko D.A. *Improving the quality of sinter by improving dispersion of the composition of raw materials*

Keywords: sinter, lime, charge, fragmentation, efficiency.

Abstract. Questions of increase of consumer properties of sinter by optimizing the fractional composition of lime in the charge and size of the finished agglomerate.

1. Zhukov I.A. Pervaja mezhdunarodnaja zaocnaja nauchno-prakticheskaja konferencija «Sovremennye problemy teorii mashin» // Sovremennye problemy teorii mashin. – 2013. – №1. – S. 5-6.
2. Kozelkov O.A. Modeli ocenivanija harakteristik mashinostroitel'nogo proizvodstva v uslovijah tehnologicheskikh innovacij // Sovremennye problemy teorii mashin. – 2014. – №2. – S. 50-52.
3. Levchenko E.P., Ul'janic'kij V.N., Levchenko O.O., Silaev D.O. Bagatostupeneva odnovalkova zubchasta drobarka Sposib droblennja aglomeratu v odnovalkovij zubchastij drobarci // Vinahidnik i racionalizator. – Kiiv, 2015. – №1.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ И ПРЕДСТАВЛЕНИЮ МАТЕРИАЛОВ

Тексты статей на русском или английском языках отправлять в адрес редакции на E-mail: **theorymachines@yandex.ru**

Материалы необходимо подготовить с применением редактора MS Word **2003**.

В структуру статьи должны входить: индекс УДК, название статьи, ФИО авторов, название учреждения, где выполнена работа, ключевые слова и аннотация.

Минимальный объем: 2 страницы. **Максимальный объем:** 12 страниц.

Формат страницы: А4.

Ориентация: книжная.

Поля: верхнее, нижнее, левое, правое – 2см.

Гарнитура шрифта: Times New Roman.

Кегль:

размер основного кегля – 14,

абзац – 1,25см,

межстрочный интервал – одинарный.

Формулы: набираются с использованием встроенного редактора формул с размерами: основной – 14, крупный индекс – 10, мелкий индекс – 8, крупный символ – 16, мелкий символ – 12.

Рисунки и таблицы должны читаться четко. Ссылки на рисунки в тексте обязательны.

Список литературы (минимум 1 источник) приводится в конце доклада.

В текст статьи обязательно включаются **ключевые слова и аннотация**.

Представляя текст работы для публикации в журнале, автор гарантирует правильность всех сведений о себе, отсутствие плагиата, надлежащее оформление всех элементов статьи. К публикации принимаются статьи, ранее нигде не опубликованные и не представленные к печати в других изданиях. Статьи, отбираемые для публикации в журнале, проходят закрытое (слепое) рецензирование. Окончательное решение по публикации статьи принимает главный редактор журнала.

Контактные сведения

654007, Россия, г. Новокузнецк Кемеровской обл.,

ул. Кирова, 42, оф. 370, НОЦ «МС»

Тел.: 8-960-905-2324.

E-mail: **theorymachines@yandex.ru**

Научное периодическое издание

Современные проблемы теории машин:

**Материалы третьей международной заочной
научно-практической конференции**

№3

Верстка и корректура: Жуков И.А.
Разметка и обработка форматов: Андреева Я.А.

Подписано в печать 01.06.15г.
Формат бумаги 60x84 1/16. Бумага писчая. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 17,55. Уч.-изд. л. 16,62. Тираж 500 экз. Заказ №343.

Сибирский государственный индустриальный университет
654007, г. Новокузнецк, ул. Кирова, 42.
Издательский центр СибГИУ