

ИННОВАЦИОННЫЙ ПОДХОД ПРИ ПРЕПОДАВАНИИ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ «ДЕТАЛИ МАШИН»

С. В. Монтик, к. т. н., доцент, заведующий кафедрой машиностроения и эксплуатации автомобилей, Брестский государственный технический университет, Брест, Беларусь, e-mail: svmontik@mail.ru

Реферат

Подготовка инженеров в области технологии машиностроения, технической эксплуатации автомобилей, обладающих знаниями, умениями и навыками, которые соответствуют современному уровню развития науки и техники и будут востребованы на рынке труда, является актуальной задачей.

В статье рассмотрены инновационные подходы при преподавании учебной дисциплины «Детали машин», которые реализованы на кафедре машиностроения и эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета.

С целью автоматизации процесса проектирования и расчета, разработки трехмерных моделей и рабочих чертежей зубчатых передач предлагается использовать российскую импортонезависимую систему трехмерного проектирования КОМПАС-3D V21 ООО «АСКОН – Системы проектирования» с приложениями «Валы и механические передачи 3D», «Валы и механические передачи 2D», в состав которых входит модуль КОМПАС-GEARS.

В учебном процессе предложено применять упрощенную методику для проектирования и расчета зубчатых передач, в которой обеспечивается независимость расчетных формул от системы единиц физических величин. В данной методике также учитывается рекомендация, что при учебном проектировании в расчетных зависимостях на прочность для цилиндрических передач не следует выносить из-под знака радикала приведенный модуль упругости материалов контактируемых зубьев шестерни и колеса. Для реализации данного подхода разработана и внедрена в учебный процесс прикладная на базе табличного процессора Microsoft Excel.

Также внедрена в учебный процесс и при проведении практических занятий и курсового проектирования по дисциплине «Детали машин» используется методика расчета модифицированного ресурса подшипников в соответствии с ГОСТ 18855-2013,

Ключевые слова: инновационный подход, детали машин, учебная дисциплина, программное обеспечение, методика, зубчатые цилиндрические передачи, модифицированный ресурс подшипника,

INNOVATIVE APPROACH TO TEACHING THE SUBJECT "MACHINE PARTS"

S. V. Montik

Abstract

Training engineers in the field of mechanical engineering technology, technical operation of cars, who will be in demand in the labor market and who have

knowledge, skills and abilities that correspond to the modern level of development of science and technology, is an urgent task.

The article considers innovative approaches to teaching the academic discipline "Machine Parts", which are implemented at the Department of Mechanical Engineering and Car Operation of Brest State Technical University.

In order to automate the process of design and calculation, development of three-dimensional models and working drawings of gears, it is proposed to use the Russian import-independent three-dimensional design system KOMPAS-3D V21 LLC "ASCON - Design Systems" with the applications "Shafts and Mechanical Transmissions 3D", "Shafts and Mechanical Transmissions 2D", which include the KOMPAS-GEARS module.

In the educational process, it is proposed to use a simplified methodology for the design and calculation of gears, which ensures the independence of calculation formulas from the system of units of physical quantities. This methodology also takes into account the recommendation that in the course of educational design, the reduced modulus of elasticity of the materials of the contacting teeth of the gear and wheel should not be taken out from under the radical sign in the calculated strength dependencies for cylindrical gears. To implement this approach, an application based on the Microsoft Excel spreadsheet processor has been developed and implemented in the educational process.

A methodology for calculating the modified life of bearings in accordance with GOST 18855-2013 has also been implemented in the educational process and is used in practical classes and course design for the discipline "Machine Parts".

Keywords: innovative approach, machine parts, academic discipline, software, methodology, cylindrical gears, modified life of a bearing.

Введение

Учебная дисциплина «Детали машин» – это научная дисциплина по теории, расчету и конструированию деталей и узлов общемашиностроительного применения. Необходимость повышения производительности, быстроходности и надежности машин при уменьшении их массы и создание машин новых поколений требует непрерывного углубления теории и уточнения расчетов деталей и узлов машин. Рассмотрим, как это реализуется в учебном процессе при проектировании цилиндрических зубчатых передач и расчете подшипников на кафедре машиностроения и эксплуатации автомобилей учреждения образования «Брестский государственный технический университет».

Применение инновационного подхода при проектировании и расчете элементов привода при преподавании учебной дисциплины «Детали машин».

Цилиндрические зубчатые передачи широко используются в различных приводах машин, оборудовании, оснастки и приборов благодаря своей простоте и технологичности, малым габаритам, высокому КПД, постоянству передаточного отношения, возможности применения в широком диапазоне вращающих моментов, скоростей и передаточных отношений, надежности. Около 80 % от общего числа зубчатых передач в машиностроении приходится на эвольвентные цилиндрические передачи. В связи с этим возникает задача проектирования зубчатых цилиндрических передач, которые удовлетворяют требованиям

повышенной прочности, долговечности, износостойкости и плавности работы. При проектировании зубчатых передач необходимо обеспечить расчет их геометрических и прочностных параметров в соответствии с действующими стандартами (ГОСТ 16532-70 [1] и ГОСТ 21354-87 [2]), а также разработку рабочих чертежей в соответствии с требованиями ЕСКД.

С целью автоматизации процесса проектирования и расчета, разработки трехмерных моделей и рабочих чертежей зубчатых передач рассмотрим возможность применения такого современного программного обеспечения (ПО) как российская импортонезависимая система трехмерного проектирования КОМПАС-3D V21 ООО «АСКОН – Системы проектирования» с приложениями «Валы и механические передачи 3D», «Валы и механические передачи 2D», в состав которых входит модуль КОМПАС-GEARS. Система КОМПАС-3D представляет собой САД-систему с некоторыми возможностями и средствами САЕ и САМ-систем.

Модуль расчета механических передач КОМПАС-GEARS позволяет выполнять расчет зубчатых цилиндрических эвольвентных передач с постоянным передаточным отношением. Необходимо последовательно выполнять геометрический расчет, расчет на прочность и расчет на выносливость, а также проектный и восстановительный расчет.

При выполнении проектного расчета определяется параметры зубчатой передачи в зависимости от заданных условий ее работы, Проектный расчет возможен по заданному межосевому расстоянию и передаточному отношению, а также по числам зубьев передачи,

Использование первого варианта возможно при проектировании редукторов общемашиностроительного назначения, для которых задаются стандартные значения межосевых расстояний и передаточных отношений.

Расчет по числам зубьев передачи возможно использовать при проектировании коробок скоростей, привода подач, когда первоначально определяется передаточное отношение числа зубьев, а затем выполняется прочностной расчет зубчатой передачи. Расчет осуществляется методом дискретного поиска. В результате будут предложены до 15 вариантов параметров передачи, обеспечивающих прочность и планируемый ресурс работы при заданной циклограмме нагружения, заданном материале и наложенных геометрических ограничениях. В дальнейшем для выбранного варианта последовательно выполняются геометрический расчет, расчет на прочность и долговечность, а также создание 3D модели зубчатых колес, рабочих чертежей зубчатых колес с таблицей с параметрами по ГОСТ 2.403-75.

Геометрический расчет зубчатой передачи возможен для следующих вариантов: по межосевому расстоянию (по заданному межосевому расстоянию a_w определяется суммарный коэффициент смещения x_Σ , значение которого разбивается на x_1 и x_2); по коэффициентам смещения x_1 и x_2 (по коэффициентам смещения x_1 и x_2 определяется межосевое расстояние a_w ; начальные значения коэффициентов смещения можно задать в соответствии с рекомендациями ГОСТ 16532-70 либо рассчитать при помощи специальной методики).

После выполнения геометрического расчета необходимо выполнить расчет на прочность при действии максимальной нагрузки (задается крутящий момент

и частота вращения). После выполнения расчета на прочность выполняется расчет на долговечность, для которого задается планируемый ресурс работы передачи (в часах) и режимы нагружения в виде циклограммы: крутящий момент – частота вращения для ведущего колеса, продолжительности работы на каждом режиме.

Проведенный анализ приложений «Валы и механические передачи 3D», «Валы и механические передачи 2D» системы трехмерного проектирования КОМПАС-3D V21 показал широкие возможности для выполнения проектных расчетов, а также геометрических и прочностных расчетов зубчатых цилиндрических передач в соответствии с действующими стандартами, а также разработки 3D-моделей и рабочих чертежей в соответствии с требованиями ЕСКД. Это позволяет применять данное ПО в учебном процессе при изучении учебной дисциплины «Детали машин» и выполнении курсового проекта по данной дисциплине у студентов механических специальностей.

Однако нужно отметить, что в рассмотренных выше приложениях не предусмотрено выполнение проектировочных расчетов на контактную выносливость для определения ориентировочного диаметра начальной окружности шестерни или межосевого расстояния передачи, а также проектировочных расчетов на выносливость зубьев при изгибе для определения ориентировочного значения модуля по методикам, изложенным в ГОСТ 21354-87 [3].

При выполнении проектировочных расчетов не всегда возможно задать циклограмму работы передачи. В ряде случаев удобно использовать типовые режимы нагружения, однако возможности ввода режимов нагружения в таком виде не предусмотрено [3].

Для устранения указанных выше недостатков на кафедре машиностроения и эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета была разработана методика упрощенного расчета зубчатых цилиндрических передач [4] и соответствующее программное обеспечение на базе табличного процессора Microsoft Excel, что позволяет студентам более глубоко уяснить сущность выполняемых расчетов и лучше изучить методику расчета зубчатых передач, работающих в закрытых корпусах.

Особенностью данной методички расчета является следующее. В ГОСТ 21354-87 [2] приводятся формулы с разными единицами одинаковых физических величин, в результате чего не соблюдаются правила независимости расчетных формул от системы единиц физических величин. По этой причине такие расчетные зависимости нецелесообразно использовать в учебном процессе [4].

ГОСТ 21354-87 рекомендует начинать проектный расчет эвольвентных цилиндрических зубчатых передач с ориентировочного определения диаметра начальной окружности шестерни d_{w1} (мм) или межосевого расстояния a_w (мм)

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} (u-1)}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u^2}} \quad (1)$$

$$a_w = K_d (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u^2}}, \quad (2)$$

где K_d и K_a – вспомогательные коэффициенты: для прямозубых передач $K_d = 770$, $K_a = 495$; для косозубых и шевронных передач $K_d = 675$, $K_a = 430$; T_2 – вращающий момент на колесе рассчитываемой зубчатой пары, Н·м; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; u – передаточное число; $\psi_{ba} = \frac{b_w}{d_{w1}}$, $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$, коэффициент рабочей ширины передачи b_w относительно соответственно межосевого расстояния a_w или начального диаметра шестерни d_{w1} ; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения для зубчатой пары в сборе, МПа.

В формулах (1) и (2) разные единицы физических величин: T_2 в Н·м, d_{w1} и a_w – в мм, $[\sigma_H]$ – в МПа.

С методической точки зрения при учебном проектировании не следует в расчетных зависимостях на прочность для цилиндрических передач выносить из-под знака радикала приведенный модуль упругости материалов контактируемых зубьев шестерни и колеса [4].

Поэтому при проектном расчете цилиндрических прямозубых зубчатых передач внешнего зацепления межосевое расстояние a_w (мм) рекомендуется определять по формуле

$$a_w = (0,82 \dots 0,87) \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta} K_A}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}} \quad (3)$$

При проверочном расчете этих передач на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев для определения расчетных контактных напряжений σ_H (МПа) в полюсе зацепления предлагается формула [4]

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{Hu} K_A (u + 1)}{b_w d_{w1} u}} \quad (4)$$

В формулах (3) и (4): T_2 – в Н·мм; F_t – окружная сила в зацеплении, Н ($F_t = \frac{2T_2}{d_{w2}}$ или $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$); K_{Hu} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку в зацеплении; K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку; b_w и d_{w1} – в мм.

Для цилиндрических косозубых зубчатых передач формулы для определения a_w и σ_H имеют вид

$$a_w = (0,74 \dots 0,76) \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_2 K_{H\beta} K_A}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}} \quad (5)$$

$$\sigma_H = Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{Hu} K_A (u + 1)}{b_w d_{w1} u}} \quad (6)$$

где $Z_{H\beta}$ – коэффициент повышения нагрузочной способности косозубой зубчатой передачи в сравнении с прямозубой зубчатой передачей ($Z_{H\beta} < 1$) [4].

При учебном курсовом проектировании в формулах (4) и (6) рекомендуется принимать $d_{w1} = d_1$, как для зубчатых передач, выполненных без смещения инструмента, так и со смещением.

Расчет цилиндрических зубчатых передач на сопротивление усталости зубьев при изгибе проводят отдельно для шестерни 1 и колеса 2 по условию [4]

$$\sigma_{F1(2)} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fu} K_A Y_{FS1(2)} Y_{F\beta}}{b_{1(2)} m_n}, \quad (7)$$

где $Y_{FS1(2)}$ – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, $Y_{F\beta}$ коэффициент повышения прочности косозубой передачи по напряжениям изгиба в сравнении с прямозубой передачей (для косозубой передачи $Y_{F\beta} < 1$, для прямозубой – $Y_{F\beta} = 1$).

Для реализации данной методики была разработана прикладная программа на базе табличного процессора MS Excel, которая позволяет выполнять прочностной проект и проверочный расчеты, а также геометрический расчет цилиндрических зубчатых передач в соответствии с методическим пособием к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» [5]. При выполнении проектирования передач в данной программе студент вводит свои исходные данные, самостоятельно выбирает в соответствии с рекомендациями материал и термообработку деталей передачи, необходимые поправочные коэффициенты, при этом происходит автоматический пересчет данных. Это сокращает время выполнения курсового проекта и повышает его качество.

В учебном процессе при изучении дисциплины «Детали машин» реализован также современный подход при расчете подшипников на долговечность.

Номинальный ресурс подшипников может значительно отличаться от реального срока их службы в определенных условиях эксплуатации. Фактический срок службы подшипника зависит от условий смазывания, степени загрязнённости, правильности монтажа.

Для учета данных факторов в стандарте ГОСТ 18855-2013 (ISO 281:2007) [6] определяется модифицированный ресурс подшипников

$$L_{nm} = a_1 a_{ISO} L_{10}, \quad (8)$$

где a_1 – коэффициент модификации ресурса по вероятности безотказной работы; a_{ISO} – системный коэффициент модификации ресурса; L_{10} – номинальный ресурс подшипника, миллион оборотов.

Системный коэффициент модификации ресурса a_{ISO} учитывает следующие факторы: тип подшипника; предел усталостной нагрузки C_u ; эквивалентную динамическую нагрузку подшипника P ; условия смазки (тип смазочного материала, вязкость, частота вращения подшипника, размер подшипника, присадки); влияние окружающей среды (уровень загрязнения, уплотнения); параметры частиц загрязняющего вещества (твердость и размер частиц по отношению к размеру подшипника, метод смазывания, фильтрация); качество монтажа (соблюдение чистоты во время монтажа, например, тщательная промывка узла, фильтрация поставляемого масла).

Коэффициент a_{ISO} можно выразить в виде функции

$$a_{ISO} = f\left(\frac{e_c C_u}{p}; k\right), \quad (9)$$

$$k = v/v_1, \quad (10)$$

где e_c – коэффициент загрязнения; k – относительная вязкость; v – фактическая кинематическая вязкость при рабочей температуре, ; v_1 – номинальная кинематическая вязкость, необходимая для достижения надлежащих условий смазки,.

При расчете предела усталостной нагрузки C_u учитывается влияние следующих факторов: тип, размер и внутреннюю геометрию подшипника; профиль тел качения и дорожек качения; качество изготовления; предел усталостного напряжения материала дорожек качения, Некоторые мировые производители подшипников, например шведская фирма SKF, в каталоге подшипников указывают предел усталостной прочности для конкретного типоразмера подшипника [7].

В ГОСТ 18855-2013 [6] приводятся усовершенствованный и упрощенный метод расчета предела усталостной нагрузки C_u , а также методы расчета коэффициента загрязнений, относительной вязкости k и коэффициента модификации ресурса a_{ISO} . На практике коэффициент модификации ресурса следует ограничить $a_{ISO} \leq 50$.

Ранее в соответствии с ГОСТ 18855-94 вместо понятия модифицированного ресурса использовался скорректированный расчетный ресурс [7]

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10}, \quad (11)$$

где a_2 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств материала и (или) конструкции подшипника; a_3 – коэффициент режима смазки, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы подшипника. В связи с тем, что коэффициенты a_2 и a_3 взаимосвязаны, в расчетах было принято использовать их произведение – коэффициент a_{23} [7]

$$L_{na} = a_1 a_{23} L_{10}. \quad (12)$$

Для расчета модифицированного ресурса подшипников по ГОСТ 18855-2013 была разработана прикладная программа на базе MS Excel.

Проведенные расчеты показали, что за счет использования системного коэффициента модификации ресурса a_{ISO} , учитывающего загрязнение и условия смазки, модифицированный ресурс подшипника при тех же условиях работы оказывается в 1,37 раза больше, чем при использовании формулы (12) (расчет выполнялся для конического однорядного подшипника по ГОСТ 27365-87), что позволяет использовать подшипники более легких размерные серий [7].

Методика расчета модифицированного ресурса подшипников внедрена в учебный процесс и используется при проведении практических занятий и курсового проектирования по дисциплине «Детали машин» у студентов специальностей

1-37 01 06 Техническая эксплуатация автомобилей, 1-37 01 07 Автосервис, 1-36 01 01 Технология машиностроения. Сложность в применении данной методики заключается в отсутствии достоверных данных о коэффициенте загрязнений для конкретных условий работы подшипников.

Заключение

Для качественной подготовки инженерных кадров, которые будут востребованы на рынке труда, необходимо использовать в учебном процессе современные достижения науки и техники, внедрять инновационные подходы при преподавании. Проведенный выше анализ показал, как это реализуется на кафедре машиностроения и эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета на примере преподавания дисциплины «Детали машин».

Список цитированных источников

1. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии : ГОСТ 16532-70. – М. : Изд-во стандартов, 1983. – 41 с.
2. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность : ГОСТ 21354-87. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 127 с.
3. Монтик, С. В. Применение современного программного обеспечения для расчета зубчатых цилиндрических передач / С. В. Монтик // Новые технологии и материалы, автоматизация производства : сб. ст. / Брестский гос. технич. ун-тет. – Брест : Изд-во БрГТУ, 2023. – С. 92–96.
4. Санюкевич, Ф. М. Расчет эвольвентных зубчатых передач при курсовом проектировании деталей машин / Ф. М. Санюкевич, С. В. Монтик // Вестн. Брестского гос. технич. ун-та. Серия : Машиностроение. – 2014. – № 4. – С. 47–49.
5. Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине "Детали машин" для студентов технических специальностей : в 3 ч. / Мин-во образования Респ. Беларусь, Брестский гос. технич. ун-т, каф. машиностроение и эксплуатация автомобилей ; сост. : С. В. Монтик [и др.]. – Брест : БрГТУ, 2022. – Ч. 1. – 43 с.
6. Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс : ГОСТ 18855-2013 (ISO 281:2007, MOD). – Взамен ГОСТ 18855-94 ; введ. 01.08.2016. – Минск : Госстандарт : БелГИСС, 2016. – V. 49.
7. Монтик, С. В. Особенности расчета модифицированного ресурса подшипников качения / С. В. Монтик // Новые технологии и материалы, автоматизация производства : сб. ст. междунар. науч.-техн. конф., посвящ. 55-летию Брестского гос. технич. ун-та, Брест, 29–30 сент. 2021 г. / Брестский гос. технич. ун-т ; редкол. : С. Р. Онысько [и др.]. – Брест : БрГТУ, 2021. – С. 170–174.

References

1. Peredachi zubchatye cilindricheskie jevol'ventnye vneshnego zacepleniya, Raschet geometrii : GOST 16532-70. – M. : Izd-vostandardov, 1983, – 41 s.
2. Peredachi zubchatye cilindricheskie jevol'ventnye vneshnego zacepleniya, Raschet naprochnost' : GOST 21354-87. – M. : Izd-vostandardov, 1988, – 127 s.
3. Montik, S. V. Primenenie sovremennogo programmogo obespechenij adlja rascheta zubchatyh cilindricheskih peredach / S. V. Montik // Novyetechnologii i materialy, avtomatizacija proizvodstva: sbornikstatej / Brestskij gosudarstvennyj tehniceskij universite. – Brest : Izdatel'stvo BrGTU, 2023. – S. 92–96.
4. Sanjukevich, F. M. Raschetje vol'ventnyh zubchatyh peredach pri kursovom proektirovanii detalej mashin / F. M. Sanjukevich, S. V. Montik // Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tehniceskogo universiteta. Serija: Mashinostroenie. – 2014. – № 4. – S. 47–49.
5. Metodicheskoe posobie k kursovomu proektirovaniju po discipline "Detali mashin" dlja studentov tehniceskikh special'nostej : v 3 chastjah / Ministerstvo obrazovanija Respubliki Belarus', Brestskij gosudarstvennyj tehniceskij universitet. kafedra "Mashinostroenie i jekspluatacija avtomobilej"; sost.: S. V. Montik [i dr.]. – Brest : BrGTU, 2022. – Chast' 1. – 43 s.

6. GOST 18855-2013 (ISO 281:2007. MOD), Podshipniki kachenija, Dinamicheskaja gruzo-pod#emnost' i nominal'nyj resurs. – Vzamen GOST 18855-94 ;vved. 01.08.2016. – Minsk : Goss-tandart : BelGISS, 2016. – V. 49.

7, Montik, S. V. Osobennosti rascheta modificirovannogo resursa podshipnikov kachenija / S. V. Montik // Novye tehnologii i materialy, avtomatizacija proizvodstva : sb. st. mezhdunar. nauch.-tehn. konf., posvjashh. 55-letiju Brest. gos. tehn. un-ta, Brest, 29–30 sent. 2021 g. / Brest. gos. tehn. un-t ; redkol.: S. R. Onys'ko [i dr.]. – Brest : BrGTU, 2021. – S. 170–174.

ТЕХНОЛОГИЯ ПОЛУЧЕНИЯ СИНТЕТИЧЕСКОГО ВОЛОКНА ПУТЕМ ВТОРИЧНОЙ ПЕРЕРАБОТКИ ПЛАСТИКОВЫХ ОТХОДОВ

Ш. Худайбердиев, преподаватель, Государственный энергетический институт, Мары, Туркменистан

С. Батыров, преподаватель, Государственный энергетический институт, Мары, Туркменистан

Б. Чарыяров, преподаватель, Государственный энергетический институт, Мары, Туркменистан

Г. Гылычгельдиев, преподаватель, Государственный энергетический институт, Мары, Туркменистан

Реферат

В данной работе разработана технология извлечения искусственных волокон из основных отходов пластмасс. На основе разработанной технологии был сконструирован комплекс оборудования для производства. Изучена технология извлечения искусственного волокна из отходов пластмасс. Производство искусственного волокна из отходов пластика поможет защитить экологическое благополучие от загрязнения морей и океанов, и создать мирную среду для живых существ.

Ключевые слова: пластика, технология, атмосфера, отходы, оборудования, полипропилен, нагрузка, искусственные волокна, экология.

TECHNOLOGY FOR PRODUCING SYNTHETIC FIBER BY RECYCLING PLASTIC WASTE

Annotation

In this project the technology of extracting artificial fibers from the main waste plastic materials has been developed. Based on the developed technology, a set of equipment for production was constructed. The technology of artificial fiber extraction from waste plastics was studied. Artificial fiber production from waste plastics will help protect the ecological well-being, that is, the pollution of the seas and oceans, and create a peaceful environment for living things.

Keywords: plastic, technology, atmosphere, waste, equipment, polypropylene, load, artificial fibers, ecology.

Сохранение природного богатства и красоты нашей любимой Родины и передача их будущим поколениям – одно из главных направлений государственной политики нашего Президента. Национальная программа охраны природы