

МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЗУБЧАТОГО СОЕДИНЕНИЯ ДЛЯ УНИВЕРСАЛЬНОГО УСТРОЙСТВА ЗАМЕРА ТЯГИ ВИНТА БЕСПИЛОТНОГО ЛЕТАТЕЛЬНОГО АППАРАТА

Д. С. Ергалиев¹, Д. В. Зуев², А. А. Кочетков³, А. В. Лысенко⁴, Н. Д. Кошелев⁵

^{1,2} Академия гражданской авиации, Алматы, Казахстан
³ Научно-производственное предприятие «Рубин», Пенза, Россия
^{4,5} Пензенский государственный университет, Пенза, Россия
¹ DES-67@yandex.kz, ² zuex93@gmail.ru, ³ kochetkov.andrei@yandex.ru,
⁴ lysenko_av@bk.ru, ⁵ spellbinderrus@gmail.com

Аннотация. *Актуальность и цели.* Стремительное развитие и повсеместное использование различных беспилотных летательных аппаратов требует введения их типизации и паспортизации. Рассматривается одна из возможностей по разработке узла механической передачи для устройства замера тяги пары винт-двигатель для дальнейшего применения в метрологических целях при проектировании новых летательных аппаратов. *Материалы и методы.* Метод компьютерного моделирования построен на применении программного комплекса Autodesk Inventor для расчета нагрузок и подбора материала для будущего узла агрегата. *Результаты.* В ходе исследования было выяснено, что метод компьютерного моделирования по расчету на максимальные допустимые контактные напряжения зубчатых колес для заданного материала удовлетворяет результаты классической математической модели с некоторыми погрешностями. *Выводы.* При одинаковых результатах математических расчетов и расчетов в Autodesk Inventor программа в значительной мере упрощает работу благодаря автоматизации процесса расчетов, особенно при необходимости замены первоначальных данных.

Ключевые слова: тяга, воздушный винт, зубчатое зацепление, контактные напряжения, прочность

Для цитирования: Ергалиев Д. С., Зуев Д. В., Кочетков А. А., Лысенко А. В., Кошелев Н. Д. Моделирование и расчет зубчатого соединения для универсального устройства замера тяги винта БПЛА // Надежность и качество сложных систем. 2022. № 4. С. 76–81. doi:10.21685/2307-4205-2022-4-8

MODELING AND CALCULATION OF A GEAR CONNECTION FOR A UNIVERSAL DEVICE FOR MEASURING THE THRUST OF AN UNMANNED AERIAL VEHICLE PROPELLER

D.S. Ergaliev¹, D.V. Zuev², A.A. Kochetkov³, A.V. Lysenko⁴, N.D. Koshelev⁵

^{1,2} Academy of Civil Aviation, Almaty, Kazakhstan
³ Scientific and Production Enterprise "Rubin", Penza, Russia
^{4,5} Penza State University, Penza, Russia
¹ DES-67@yandex.kz, ² zuex93@gmail.ru, ³ kochetkov.andrei@yandex.ru,
⁴ lysenko_av@bk.ru, ⁵ spellbinderrus@gmail.com

Abstract. *Background.* The rapid development and widespread use of various unmanned aerial vehicles requires the introduction of their typification and certification. The paper considers one of the possibilities for the development of a mechanical transmission unit for a device for measuring the thrust of a propeller-engine pair for further use for metrological purposes in the design of new aircraft. *Materials and methods.* The computer simulation method is based on the use of the Autodesk Inventor software package for calculating loads and selecting material for the future unit assembly. *Results.* In the course of the study, it was found that the computer simulation method for calculating the maximum allowable contact stresses of gear wheels for a given material satisfies the results of a classical mathematical model, with some errors. *Conclusions.* With the same results of mathematical calculations and calculations in Autodesk Inventor, the program greatly simplifies the work by automating the calculation process, especially when it is necessary to replace the original data.

Keywords: thrust, propeller, contact stresses, Autodesk Inventor, unmanned aerial vehicles

For citation: Ergaliev D.S., Zuev D.V., Kochetkov A.A., Lysenko A.V., Koshelev N.D. Modeling and calculation of gear joint for universal device for measuring UAV propeller thrust. *Nadezhnost' i kachestvo slozhnykh sistem = Reliability and quality of complex systems.* 2022;(4):76–81. (In Russ.). doi:10.21685/2307-4205-2022-4-8

Введение

Проектирование устройства замера тяги воздушного винта (УЗТ ВВ) требует комплексного подхода для его реализации. Необходимо решить ряд параметрических задач с минимальным набором начальных данных. Работа включает в себя:

- выбор силовой установки;
- выбор типа, проектирование и расчет механизма передачи крутящего момента;
- выбор типа крепления вала к раме;
- проектирование и расчет на прочность вала;
- проектирование и расчет на прочность крепежных элементов изделия.

На данном этапе усталостной прочностью, балансировкой и учетом вибраций можно пренебречь. Подбор материала для сокращения итераций исследования производится с учетом статических напряжений. На рис. 1 изображено схематичное представление основных деталей УЗТ ВВ в виде 3D-модели.

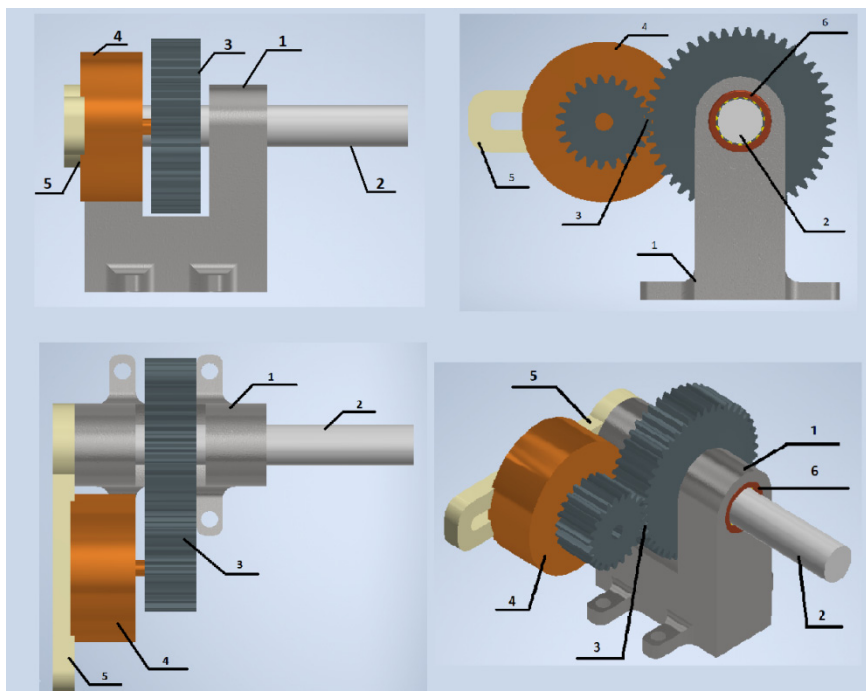


Рис. 1. Схематичное представление УЗТ

Основная часть

Выбор материалов зубчатых колес и определение допускаемых напряжений. Принимаем материал шестерни сталь 40Х, термообработка – закалка. Предел прочности $\sigma_{b1} = 1275 \text{ Н/мм}^2$ (МПа), предел текучести $\sigma_T = 1079 \text{ Н/мм}^2$, минимальная твердость поверхности $HRC_1 = 48$.

Принимаем материал колеса сталь 40Х, термообработка – закалка. Предел прочности $\sigma_{b2} = 1079 \text{ Н/мм}^2$ (МПа), предел текучести $\sigma_T = 883 \text{ Н/мм}^2$, минимальная твердость поверхности $HRC_2 = 39$ [1].

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов нагружения для материала шестерни $\sigma_{H \text{ lim } b1} = 17HRC_1 + 100 = 17 \cdot 48 + 100 = 916 \text{ Н/мм}^2$. То же для материала колеса $\sigma_{H \text{ lim } b2} = 17HRC_2 + 100 = 17 \cdot 39 + 100 = 763 \text{ Н/мм}^2$.

Предполагая длительный срок службы передачи с числом циклов нагружения, превышающим базовое число $N_{H0} = 70 \cdot 10^6$, принимаем коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжениям $K_{HL1} = K_{HL2} = 1$.

Коэффициент запаса прочности по контактным напряжениям $[S_H]_1 = [S_H]_2 = 1,2$.

Допускаемые контактные напряжения для материала шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b1} K_{HL1}}{[S_H]_1} = \frac{916 \cdot 1}{1,1} = 832,7. \quad (1)$$

Допускаемые контактные напряжения для материала колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim b2} K_{HL2}}{[S_H]_2} = \frac{763 \cdot 1}{1,1} = 693,6. \quad (2)$$

Расчетные допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \sqrt{0,5([\sigma_H]_1^2 + [\sigma_H]_2^2)} = \sqrt{0,5(832,7^2 + 693,6^2)} = 766,3. \quad (3)$$

Предел выносливости материала шестерни и колеса по напряжениям изгиба при базовом числе циклов нагружения $\sigma_{F\lim b} = 650 \text{ Н/мм}^2$.

Предполагая длительный срок службы передачи с числом циклов нагружения, превышающим базовое число $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$, принимаем коэффициент долговечности при расчете по напряжениям изгиба $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$. Коэффициент запаса прочности по напряжениям изгиба $[S_F]_1 = [S_F]_2 = 1,7$ [2].

Допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_F]_1 = [\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim b1} K_{FL1}}{[S_F]_1} = \frac{650 \cdot 1}{1,7} = 382. \quad (4)$$

Принимаем коэффициент ширины зубчатого венца $\psi_{bre} = 0,285$.

Принимаем предварительно коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при расчете по контактным напряжениям, $K_{H\beta} = 1,4$ [3].

Принимаем круговые зубья с углом наклона $\beta = 35$.

Коэффициент, учитывающий тип зубьев при расчете по контактным напряжениям:

$$\theta_H = 0,81 + 0,15и = 0,81 + 0,15 \cdot 1,294 = 1. \quad (5)$$

Параметрическое проектирование зубчатого механизма.

В качестве входных параметров в программно-расчетном комплексе Autodesk Inventor (2021) необходимы данные, представленные в табл. 1.

Таблица 1

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Шестерня	Колесо
Межосевое расстояние	a_w	мм	30	30
Ширина зубчатого венца	b	мм	12	12
Угол наклона зубьев	β	град	0	0
Делительный диаметр	d	мм	19,55	39,95
Диаметр вершин зубьев	d_a	мм	21,23	42,15
Диаметр впадин зубьев	d_f	мм	17,43	38,34
Число зубьев	z	-	25	32

На рис. 2 представлена трехмерная модель шестерни по вышеприведенным параметрическим данным.

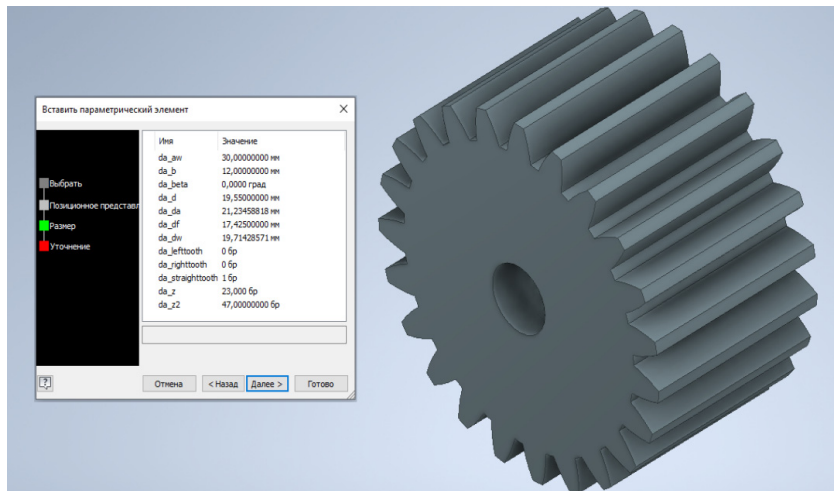


Рис. 2. Трехмерная модель шестерни

Проверочный расчет по напряжениям изгиба.

Эквивалентное число зубьев шестерни

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta} = \frac{25}{\cos 37^\circ 59' 55'' \cos^3 35^\circ} = \frac{25}{0,78802 \cdot 0,81915^3} = 57,7. \quad (5)$$

Коэффициент формы зуба шестерни с применением линейной интерполяции

$$Y_{F1} = 3,65 - \frac{3,65 - 3,62}{60 - 50} (57,7 - 50) = 3,63. \quad (6)$$

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta} = \frac{32}{\cos 52^\circ 5'' \cos^3 35^\circ} = \frac{32}{0,78802 \cdot 0,81915^3} = 94,6. \quad (7)$$

Коэффициент формы зуба колеса $Y_{F2} = 3,6$ [2].

В зубьях шестерни действуют более высокие напряжения изгиба, так как $Y_{F1} > Y_{F2}$ при одинаковых допускаемых напряжениях, поэтому проверочный расчет на изгиб выполняем для зубьев шестерни.

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями при расчете по напряжениям изгиба, $K_{F\alpha} = 1,08$.

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при расчете по напряжениям изгиба, с применением линейной интерполяции [4]:

$$K_{F\beta} = 1,35 + \frac{1,7 - 1,35}{0,4 - 0,2} (0,27 - 0,2) = 1,47. \quad (8)$$

Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи при расчете по напряжениям изгиба, $\delta_F = 0,006$.

Удельная окружная динамическая нагрузка при расчете по напряжениям изгиба

$$W_{Fv} = \delta_F g_0 V \sqrt{\frac{d_1(u+1)}{2u}} = 0,006 \cdot 31 \cdot 24,2 \sqrt{\frac{210(1,28+1)}{2 \cdot 1,28}} = 61,6, \quad (9)$$

что не превышает максимальную удельную динамическую силу $W_{\max} = 105$ Н/мм.

Коэффициент динамичности нагрузки при расчете по напряжениям изгиба

$$K_{Fv} = 1 + \frac{W_{Fv} b d_1}{2T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta}} = 1 + \frac{61,6 \cdot 56 \cdot 210}{2 \cdot 1717,9 \cdot 10^3 \cdot 1,08 \cdot 1,47} = 1,13. \quad (10)$$

Коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 1,08 \cdot 1,47 \cdot 1,13 = 1,79. \quad (11)$$

Коэффициент, учитывающий наклон полюсной линии к основанию зуба:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{35}{140} = 0,75. \quad (12)$$

Действующие напряжения изгиба для зубьев шестерни:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_F Y_{F1} Y_\beta}{\theta_F b m_{te}} = \frac{16361 \cdot 1,79 \cdot 3,63 \cdot 0,75}{1 \cdot 56 \cdot 9,6} = 148,3 < [\sigma_F]. \quad (13)$$

Условие прочности по напряжениям изгиба соблюдается. Подобный расчет в программе Autodesk Inventor представлен на рис. 3.

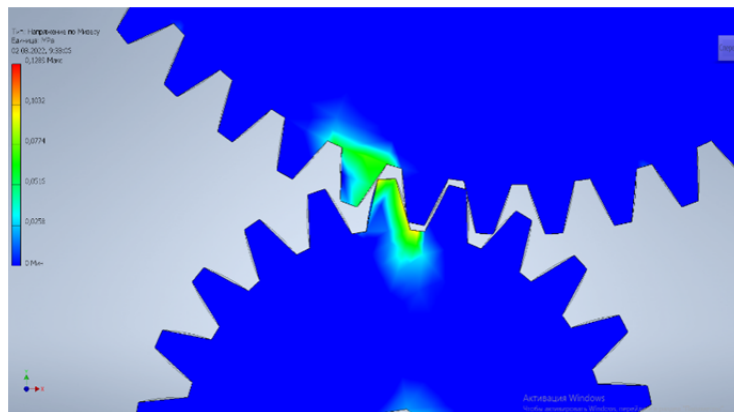


Рис. 3. Результаты анализа напряжения зубчатого зацепления

Заключение

Полностью довериться расчетам ЭВМ не представляется возможным, так как результаты разнятся от версии к версии самого программного обеспечения, но можно положиться на визуальную составляющую – эпюры по контактным напряжениям и при необходимости усилить слабые стороны конструкции. Подходит для этих целей также параметр «коэффициент запаса прочности», указывающий на слабые места, относительно предела прочности выбранного материала. Также плюсом компьютерного моделирования является возможность создания собственных материалов по введенным параметрам, что позволяет проводить более гибкие анализы.

Список литературы

1. Баранцов В. Я., Зайцева Т. Г. Методические указания к разработке и оформлению курсовых проектов и работ по дисциплинам «Механика», «Прикладная механика», «ДМ и основы конструирования». Липецк : ЛГТУ, 2002. 32 с.
2. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для техн. спец. вузов. М. : Высш. шк., 2000. 447 с.
3. Чернавский С. А. Курсовое проектирование деталей машин / под ред. С. А. Чернавского. М. : Высш. шк., 1988. 416 с.
4. Иосилевич Г. Б., Строганов Г. Б., Маслов Г. С. Прикладная механика : учебник для вузов / под ред. Г. Б. Иосилевича. М. : Высш. шк., 1989. 315 с.
5. Мусаева М. Х., Калел М. Х., Ергалиев Д. С. Интеграция систем ДЗЗ и БПЛА для предотвращения и мониторинга чрезвычайных ситуаций в Республике Казахстан // Труды Международного симпозиума Надежность и качество. 2018. Т. 2. С. 27–29.
6. Садуахас А. К., Калманова Д. М., Хамитова Д. Р. [и др.]. Методы обработки информации и контроля стабилизации космических аппаратов и систем управления ориентации // Труды Международного симпозиума Надежность и качество. 2021. Т. 1. С. 202–204.

References

1. Barantsov V.Ya., Zaytseva T.G. *Metodicheskie ukazaniya k razrabotke i oformleniyu kursovykh projektov i rabot po distsiplinam «Mekhanika», «Prikladnaya mekhanika», «DM i osnovy konstruirovaniya»* = *Methodological guidelines for the development and design of course projects and works in the disciplines "Mechanics", "Applied Mechanics", "DM and fundamentals of design"*. Lipetsk: LGTU, 2002:32. (In Russ.)
2. Dunaev P.F., Lelikov O.P. *Konstruirovaniye uzlov i detaley mashin: ucheb. posobie dlya tekhn. spets. vuzov* = *Designing of assemblies and machine parts : textbook for techn. spec. of universities*. Moscow: Vyssh. shk., 2000:447. (In Russ.)
3. Chernavskiy S.A. *Kursovoe projektirovaniye detaley mashin* = *Course design of machine parts*. Moscow: Vyssh. shk., 1988:416. (In Russ.)
4. Iosilevich G.B., Stroganov G.B., Maslov G.S. *Prikladnaya mekhanika: uchebnyk dlya vuzov* = *Applied mechanics : textbook for universities*. Moscow: Vyssh. shk., 1989:315. (In Russ.)
5. Musaeva M.Kh., Kalel M.Kh., Ergaliev D.S. Integration of remote sensing and UAV systems for prevention and monitoring of emergency situations in the Republic of Kazakhstan. *Trudy Mezhdunarodnogo simpoziuma Nadezhnost' i kachestvo* = *Proceedings of the International Symposium Reliability and Quality*. 2018;2:27–29. (In Russ.)

6. Saduakhas A.K., Kalmanova D.M., Khamitova D.R. et al. Methods of information processing and control of the stabilization of spacecraft and orientation control systems. *Trudy Mezhdunarodnogo simpoziuma Nadezhnost' i kachestvo = Proceedings of the International Symposium Reliability and Quality*. 2021;1:202–204. (In Russ.)

Информация об авторах / Information about the authors

Дастан Сырымович Ергалиев

кандидат технических наук,
профессор кафедры авиационной техники
и технологий,
Академия гражданской авиации
(Казахстан, Алматы, ул. Ахметова, 44)
E-mail: DES-67@yandex.kz

Дмитрий Вячеславович Зуев

преподаватель
кафедры авиационной техники и технологий,
Академия гражданской авиации
(Казахстан, Алматы, ул. Ахметова, 44)
E-mail: zuex93@gmail.com

Андрей Александрович Кочетков

инженер,
Научно-производственное предприятие «Рубин»
(Россия, г. Пенза, ул. Байдукова, 2)
E-mail: kochetkov.andrei@yandex.ru

Алексей Владимирович Лысенко

кандидат технических наук, доцент кафедры
конструирования и производства радиоаппаратуры,
Пензенский государственный университет
(Россия, г. Пенза, ул. Красная, 40)
E-mail: lysenko_av@bk.ru

Никита Дмитриевич Кошелев

аспирант,
Пензенский государственный университет
(Россия, г. Пенза, ул. Красная, 40)
E-mail: spellbinderrus@gmail.com

Dastan S. Ergaliev

Candidate of technical sciences,
professor of the sub-department
of aviation technology and technology,
Academy of Civil Aviation
(44 Akhmetova street, Almaty, Kazakhstan)

Dmitriy V. Zuev

Lecturer of the sub-department
of aviation technology and technology,
Academy of Civil Aviation
(44 Akhmetova street, Almaty, Kazakhstan)

Andrey A. Kochetkov

Engineer,
Scientific and Production Enterprise "Rubin"
(2 Baidukova street, Penza, Russia)

Aleksey V. Lysenko

Candidate of technical sciences,
associate professor of the sub-department
of radio equipment design and production,
Penza State University
(40 Krasnaya street, Penza, Russia)

Nikita D. Koshelev

Postgraduate student,
Penza State University
(40 Krasnaya street, Penza, Russia)

**Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов /
The authors declare no conflicts of interests.**

Поступила в редакцию/Received 17.05.2022

Поступила после рецензирования/Revised 13.06.2022

Принята к публикации/Accepted 04.07.2022