

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСУ ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА ДЛЯ МОБІЛЬНОГО РОБОТА

Сисенко Є.К.¹, студент, yevhenii.sysenko.kita@donntu.edu.ua

¹ ДонНТУ, Луцьк, Україна

Вступ. Одним з напрямків автоматизації виробництва є інтеграція у виробничий процес промислових роботів, на базі яких створюються роботехнічні системи (РТС), що включають у себе класи маніпуляційних, інформаційних і мобільних систем.

Мобільні РТС представляють собою рухомі платформи, переміщенням яких керує автоматика [1]. Елементарною одиницею такої системи є мобільний робот (МР) – прилад, здатний здійснювати переміщення в деякій області простору і самостійно вирішувати задачі руху (умови цього руху можуть бути обмежені перешкодами чи апріорно не визначені). До таких роботів висуваються вимоги по вантажопідйомності, точності позиціонування і надійності.

Надійність роботи МР залежить від роботи кожної з систем та їх кооперації. На етапі проектування увага приділяється виконавчій системі, яка є основною механічною складовою, що забезпечує взаємодію з зовнішнім середовищем та здійснення безпосереднього впливу на нього. В якості елементів такої системи виступають двигуни, передавальні пристрої, виконавчі пристрої [2].

Точність маніпуляцій, що виконується роботом буде залежати в рівній мірі від алгоритму програми і від правильності побудови механічного «ланцюга» виконання. Для механічної підсистеми деталі виготовлюються по індивідуальному конструктивному оформленню і технологіям (підбір матеріалу, термообробка) зважаючи на те, що кожна одиниця входить до складу системи впливає на надійність.

Постановка задачі. Зв'язуючою ланкою в механічній системі робота між двигунами і виконавчими органами є передатні механізми. Механічний передавальний пристрій (передавальний механізм) призначений для передачі механічної енергії. Він необхідний для узгодження взаємного положення параметрів руху двигуна і виконавчого пристрою. Виділяють такі передатні прилади: трансмісії – тільки передача руху від віддаленого двигуна до виконавчого пристрою, без зміни характеристик цього руху; передачі – узгоджують параметри і вигляд руху на виході двигуна з вхідними характеристиками виконавчого пристрою. Механічні передачі, що прискорюють переданий рух відносять до мультиплікаторів, а, ті що уповільнюють – до редукторів [2].

Данні властивості зумовлюють використання циліндричних редукторів в обладнанні для вирішення промислово-виробничих задач, а також зумов-

люють їх широке застосування в робототехнічній сфері, де до цих механізмів висуваються вимоги по забезпеченню високих показників якості та надійності.

Відмова чи некоректна робота однієї ланки механічної системи призводить до несправності в частині або у всьому механізмі робота в цілому. Розповсюдженими причинами відмов редукторів є дефекти, що виникають в зубчатій передачі (викришування, поломка (рис. 1), здирання, знос, пластична деформація, накатування) [3].

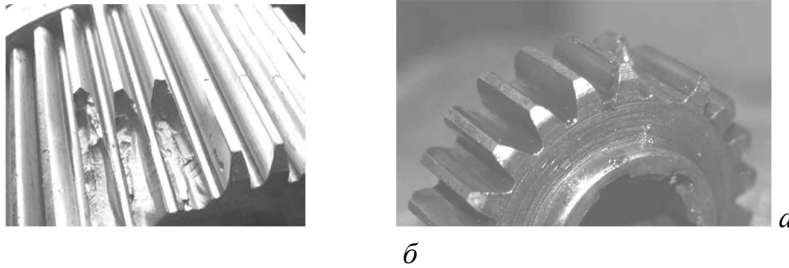


Рис. 1. Приклади дефектів, що виникають в редукторах: *a* – викришування зубців; *б* – поломка зубця

Для попередження дефектів на етапі проектування проводять розрахунок механічних деталей на максимальну статичну міцність, контактну міцність, визначають дозволені напруження вигину при постійних та короткочасних (пікових) навантаженнях [4] та на інші характеристики, що впливають на надійність та життєвий цикл деталі.

Ці розрахунки є досить важкими, займають багато часу, потребують роботи з різноманітною літературою, стандартами, значних часових та трудових ресурсів. Під час проектування такі розрахунки проводяться кожен раз заново, коли вносяться зміни в розроблювальну деталь. Для автоматизації вирішення цієї задачі і, тим самим, скорочення ресурсів на її рішення застосовуються САХ системи – сукупність CAD/CAM/CAE систем, що дозволяють здійснити 2D/3D розробку продукту, провести оцінку механічних властивостей кожної складальної одиниці і їх сукупності, проводити автоматизовані інженерні розрахунки.

Початком розрахунків при проектуванні редуктора є вибір варіанту його компоувальної схеми – схеми розташування передатних ланцюгів відносно одне одного, положення площини роз'єму корпусу, спосіб установки редуктора на основі корпусу і типи вихідних кінців валів (циліндричні чи конічні). Об'єктом даного дослідження було обрано горизонтальний одноступеневий редуктор з циліндричними кінцями валів, як найбільш поширений у застосуванні у МР. На рис. 2 наведено варіант компоувальної схеми редуктора.

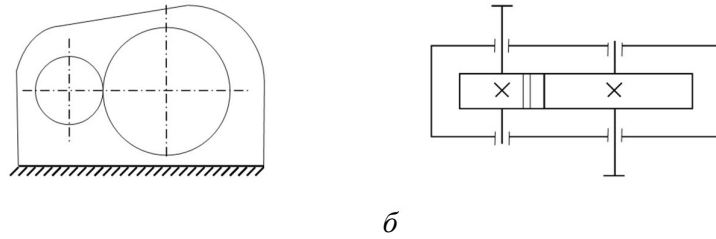


Рис. 2. Схема редуктора: *а* – вид спереду; *б* – вид зверху

Використовуючи попередньо проведені проектні розрахунки, формули яких наведені в джерелах [5, 6] був обраний двигун, отримані допустимі контактні напруження, допустимі згинні напруження, контактна міцність зубців та визначена їх витривалість вигину, розміри зубчастих коліс та валів, а також визначені сили виникаючі в зачепленні (окружна та радіальна), консольні сили діючі на вали. Базуючись на проектних розрахунках, з використанням CAD КОМПАС 3D були побудовані 3D моделі деталей (рис. 3) та їх збірка (рис. 4).

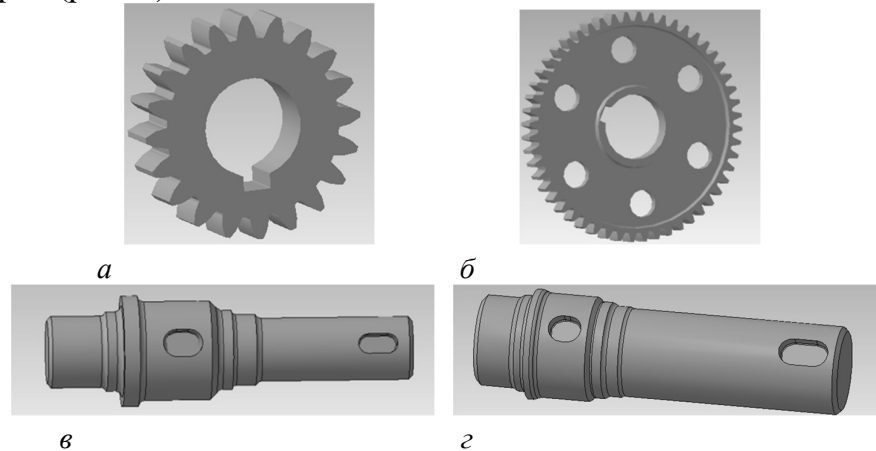


Рис. 3. 3D моделі деталей редуктора: *а* – шестерня; *б* – зубчате колесо; *в* – бистрохідний вал; *г* – тихохідний вал

Моделювання, розрахунок і аналіз напружено-деформованого стану основних деталей редуктора виконувався з використанням методу скінчених елементів (МСЕ) в системі автоматизованого проектування ANSYS.

При проектуванні валів проводять їх оцінку на несучу здатність по двом критеріям: втомна міцність (довговічність) та статична міцність.

Перше поняття оцінює здатність матеріалу протистояти втомі (тобто здатність протистояти процесу поступового накопичення пошкоджень матеріалу під дією перемінних навантажень, що призводить до зміни властивостей, утворенню тріщин, їх розвитку і руйнування) [7].

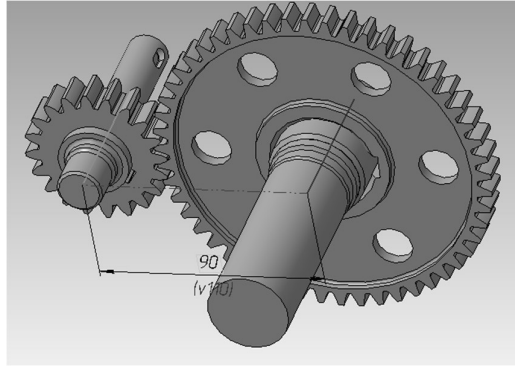


Рис. 4. 3D модель збірки

Під перемінною дією навантажень на деталь, в даному випадку їх називають робочими, відбувається руйнування, як наслідок появи мікроруйнувань, їх накопичення і об'єднання в макроруйнування. Накопичення таких мікропошкоджень називають втомою матеріалу, а втомна міцність тоді – здатність матеріалу не «втомлюватися» і витримувати робоче навантаження протягом заданого робочого циклу. Втомна міцність будь-якого металу – це значення напружень, нижче якої метал не руйнується при заданій кількості циклів.

Перевірочний розрахунок на цей критерій враховує всі основні фактори, що впливають на втомну міцність: характер напружень, наявність концентраторів напружень, абсолютні розміри валів, обробку поверхні і міцнісні властивості матеріалів, з яких виготовлені вали. Конструкція валу повинна бути повністю відома.

Розрахунок на витривалість полягає в визначенні дійсних значень коефіцієнтів запасу втомної міцності для обраних небезпечних перерізів валів [8].

Статична міцність деталі визначається здатністю деталі протистояти руйнуванням або виникненню недопустимих залишкових деформацій при короткочасних максимальних навантаженнях (на 150-200% більших ніж робочі), повторюваність яких мала і не може визивати втомного руйнування. Статичні руйнування відбувається при перевантаженнях, що не були враховані при розрахунку, чи при дефектах в матеріалі деталі, що не були виявленні при виготовленні. Руйнування відбувається одразу по всьому перерізу. Оцінку статичної міцності виконується в більшості випадків шляхом порівняння розрахованих внутрішніх напружень, що виникають під дією зовнішніх навантажень, з допустимими [9].

Першим етапом перевірки валів на втомну міцність є імпорт в ANSYS за допомогою інструменту Design Modeler моделі бистрохідного валу. На цьому етапі обирається матеріал, з якого виконана деталь. На основі прийнятого при розрахунках моделі матеріалу, з бібліотек ANSYS обраний матеріал легрована сталь 42CrMo4 (стандарт EN 10083-3:2006 [10]).

У випадку вирішення задачі міцності валів основними навантажувальними факторами є: обертальний момент на валу, навантаження, що передаються зі сторони деталей на вал (сили в зубчатому зчепленні – радіальна і окружна) і консольні сили (сили впливу муфти кріплення двигуна в випадку вхідного валу). Також, необхідно задати дію підшипників на вал. При вирішенні такого типу задач їх роздивляються як жорстку і рухому опори [11]. Опис задачі в ANSYS наведений на рис. 5, 6.

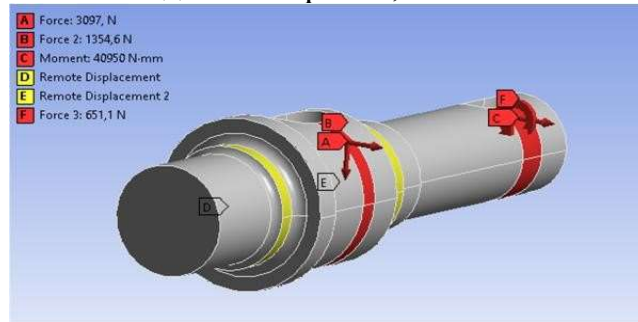


Рис. 5. Налаштування аналізу тихохідного валу для перевірки на втомну міцність: *Force* – окружна сила, 3097 Н; *Force 2* – радіальна сила, 1354 Н; *Force 3* – консольна сила, 651 Н; *Moment* – обертаючий момент на валу, 40950 Н·мм; *Fixed Support* – жорстко закріплена опора; *Displacement* – опора, що обмежує рух по осі абсцис

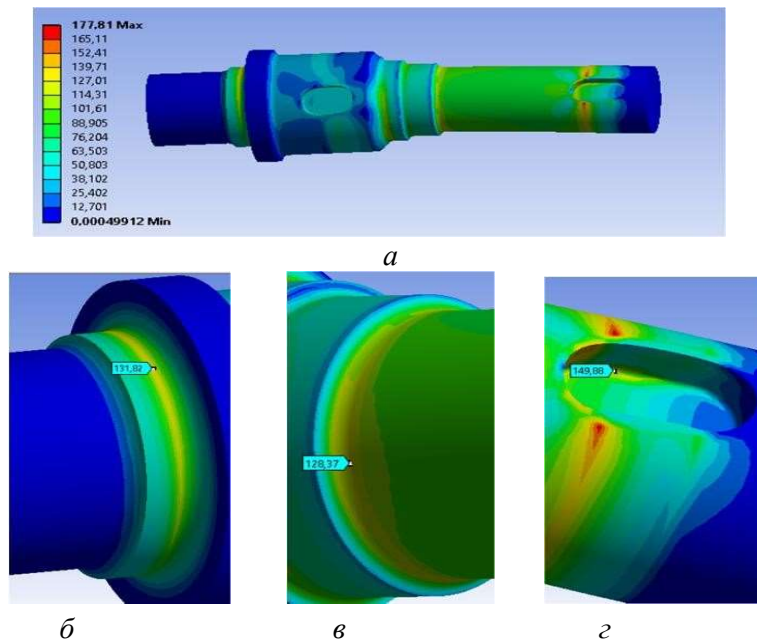


Рис. 6. Поле розподілення еквівалентних напружень в тихохідному валу:
a – загальний вид; *б* – в галтелі опорної ступені підшипника; *в* – в галтелі шийки; *г* – в шпонковому пазу шийки

Розв'язання задачі виводиться в вигляді даних про запаси міцності і про еквівалентні напруження, що виникають в тихохідному валу. Значення напружень, отримані в ANSYS порівнюються зі значеннями наведеними в EN 1993-1-9 [12]. Як видно з рис. 6, *б*, *в*, *г* значення еквівалентних напружень не перевищують значення з стандарту. Але на шийці валу, біля шпонкового

пазу спостерігається завищене значення 177,8 – 165,1 МПа, так як в цьому місці напруження спотворені, у зв'язку з тим, що в саме цьому пояску прикладений обертаючий момент (рис. 6).

Висновки. В ході виконання дослідної роботи проведено моделювання в CAE ANSYS, для перевірки деталей редуктора, а саме валів – на статичну та втомну міцність, та отримані такі результати: для тихохідного валу, для втомної міцності: еквівалентні напруженості в критичних перерізах валу (в галтелі опорної ступені підшипнику – 131 МПа, в галтелі шийки – 128 МПа, в шпонковому пазу – 149 МПа) не перевищують значення максимально допустимої напруженості, визначеного стандартом EN 1993-1-9, в 160 МПа. Запаси міцності в критичних перерізах співпадають з розрахунковими (з різницею 0,4-2,5%) і їх значення знаходяться для усієї деталі в цілому в діапазоні допустимих. При мінімально допустимих значеннях в 1,3-1,5, мінімальні значення коефіцієнтів в деталі складає 4,128. Для статичної міцності: еквівалентні напруженості в критичних перерізах валу (в галтелі опорної ступені підшипнику – 183 МПа, в галтелі шийки – 185 МПа, в шпонковому пазу – 223 МПа) не перевищують межу плинності матеріалу в 750 МПа. Мінімальний запас міцності в деталі складає 2,8.

З наведеного вище можна зробити висновки про надійність спроектованих деталей редуктора для мобільних роботів.

Література

1. Белянин П.Н. Промышленные роботы / П.Н. Белянин. – М. : Машиностроение, 1975. – 400с.
2. Василенко Н.В. Основы робототехники / Н.В. Василенко, К.Д. Никитин, В.П. Пономарёв, Ю.А. Смолин. – Томск : МГП «РАСКО», 1993. – 474 с.
3. Хорошев А.Н. Основы системного проектирования: учеб. пособие / А.Н. Хорошев. – М.: МЭИ, 1989. – 112с.
4. Рахмилевич З.З. Справочник механика химических и нефтехимических производств / З.З. Рахмилевич, И.М. Радзин, С.А. Фарамазов. – М. : Химия, 1985. – 592с.
5. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1993. – 640с.
6. Анфимов М.И. Редукторы. Конструкции и расчет: справочник / М.И. Анфимов. – М.: Машиностроение, 1993. – 439с.
7. ГОСТ 23207-78. Соппротивление усталости. Основные термины, определения и обозначения. – Введ. 1979-01-01.– М. : Издательство стандартов, 1978. – 48 с.
8. Євсєєв В.В. Застосування CAE ANSYS для аналізу напружено-деформованого напружено-деформованого стану основних деталей редуктора мобільного робота стану основних деталей редуктора мобільного робота / В.В. Євсєєв, В.Е. Салієва // Manufacturing & Mechatronic Systems 2017: Proceedings of 1st International Conference, Kharkiv, October 24-25, 2017: .- Kharkiv : [electronic version], 2017. – с. 67 - 72
9. Гордин П.В. Детали машин и основы конструирования: учеб. пособие / П.В. Гордин, Е.М. Росляков, В.И. Эвелеков. – СПб.: СТЗУ, 2006. – 186 с.

10. BS EN 10083-3:2006. Steels for quenching and tempering. Technical delivery conditions for alloy steels. – Approved 01. 01. 2007. – Berlin. Deutsches Institut für Normung, 2007. – 58 p.
11. Фещенко В.Н. Справочник конструктора. Книга 2. Проектирование машин и их деталей: учеб. практ. пос. / В.Н. Фещенко. – М. : Инфра-Инженерия, 2016. – 400с.
12. EN 1993-1-9. Design of steel structures [Text]. – Approved 23. 04. 2004. – Brussels. [European Committee for Standardisation](#), 2005. – 37 p.
13. Степин П.А. Сопротивление материалов: учеб. Пособие / П.А. Степин. – М. : Высш.шк., 1988. – 367 с.
14. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. – Введ. 1983-07-01. – М.: Издательство стандартов, 1989. – 55 с.
15. Решетов Д.Н. Детали машин : учеб. / Д.Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
16. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие / П.Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: Машиностроение, 2002. – 536 с.
17. Салиева В.Э. Моделирование решения задачи Герца для передаточных механизмов мобильных роботов в САЕ ANSYS / В. Э. Салиева, В.В. Евсеев // Радиоэлектроника и молодежь в XXI веке: тезисы доклада научн. конф. XXI международного молодежного форума, 25-27 апреля 2017, Харьков: ХНУРЕ. 2007. – 2004с.
18. Кравчук В.С. Сопротивление деформированию и разрушению поверхностноупрочненных деталей машин и элементов конструкций [Текст] / В.С. Кравчук, А. А. Юсеф, А.В. Кравчук. – Одесса: «Астропринт», 2000. – 160 с.

Анотація

На етапі проектування увага приділяється виконавчій системі, яка є основною механічною складовою робототехнічної системи. Відмова чи некоректна робота однієї ланки механічної системи призводить до несправності в частині або у всьому механізмі роботи в цілому. Розповсюдженими причинами відмов редукторів є дефекти, що виникають в зубчатій передачі (викришування, поломка, здирання, знос, пластична деформація, накатування). Предметом даного дослідження є горизонтальний одноступеневий редуктор з циліндричними кінцями валів, як найбільш поширений у механічній системі мобільних роботів. Метою даної роботи є моделювання деталей редуктора на статичну та втомну міцність та скорочення часу оцінки механічних властивостей кожної складальної одиниці і їх сукупності, скорочення ресурсів на її рішення за рахунок використання CAD/CAM/CAE систем. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішення наступних завдань: проведення аналізу дефектів, що виникають в редукторах; побудова 3D моделі деталей та їх збірки; проведення моделювання, розрахунку і аналізу напружено-деформованого стану основних деталей редуктора з використанням методу скінчених елементів в системі автоматизованого проектування ANSYS. При вирішенні поставлених завдань була використана методологія системного аналізу та моделювання. В результаті проведеного огляду основних завдань і характеристик проведено моделювання в CAE ANSYS, для перевірки деталей редуктора, а саме валів – на статичну та втомну міцність. Таким чином, для попередження дефектів на етапі проектування проведено розрахунок механічних деталей на максимальну статичну міцність, контактну міцність, визначені дозволені напруження вигину при постійних та короткочасних (пікових) навантаженнях, та на інші характеристики, що впливають на надійність та життєвий цикл деталі.

Ключові слова: надійність, редуктор, напруження, втомна міцність, CAD/CAM/CAE, 3D модель.

Abstract

At the design stage, attention is paid to the executive system, which is the main mechanical component of the robotic system. A malfunction or incorrect operation of one link of a mechanical system leads to a malfunction in part or in whole mechanism of robot. The common reasons for the reducers failures are defects that occur in the gear transmission (tooth breakage, breakage, surface peeling, wear and tear, plastic deformation, abrasive wear). The subject of this study is a horizontal one-stage reducer with cylindrical ends of shafts, as the most common mobile robots mechanical system. The purpose of this work is to model gear components for static and fatigue strength and to reduce the time of evaluation of the mechanical properties of each assembly unit and their aggregate, reducing the resources for its solution through the use of CAD / CAM / CAE systems. To achieve this goal it is necessary to solve the following tasks: analyzing defects arising in the gearbox; 3D model construction of parts and their assembly; simulation, calculation and analysis of the stressed-deformed state of the main components of the gear unit using the finite element method in the ANSYS automated design system. In solving the tasks the methodology of system analysis and modeling was used. As a result of the overview of the main tasks and characteristics, ANSYS modeling in SAE was carried out to check the gear components, namely the shafts, for static and fatigue strength. Thus, in order to prevent defects at the design stage, mechanical components were calculated for maximum static strength, contact strength, defined bending stresses at constant and short-term (peak) loads, and other characteristics that affected the reliability and life cycle of the component.

Keywords: reliability, reducer, stress, fatigue strength, CAD / CAM / CAE, 3D model.