

Ю. В. ШАРАБАН, О. В. ШЕХОВ

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ПЛАНЕТАРНИХ МЕХАНІЗМІВ, УТВОРЕНИХ НА БАЗІ ДВОХ ПРОСТИХ ПЛАНЕТАРНИХ МЕХАНІЗМІВ ДЖЕЙМСА, ЗА ПОСЛІДОВНОЮ БЕЗКОНТУРНОЮ І ЗАМКНЕНОЮ З ОДНИМ КОНТУРОМ КІНЕМАТИЧНОЮ СХЕМОЮ

У статті представлена методика порівняльного аналізу несучої здатності планетарних механізмів різних кінематичних схем з використанням декількох програмних середовищ CAD/CAE. Для реалізації методики порівняльного аналізу були використані програмні середовища КОМПАС-3D і SolidWorks. У першому середовищі виконувалися розрахунки за методикою стандарту ГОСТ 21354-87. Початкові дані і результати розрахунків, виконані комплексом програм КОМПАС-GEARS, зберігаються у відповідних файлах. У другому середовищі створювалася параметрична 3D геометрична твердотільна модель кінематичної схеми планетарного механізму. По цій моделі визначалися такі характеристики зубчастих коліс, як маса і осьовий момент інерції. Ці характеристики використовуються для виконання оптимізаційних розрахунків маси і швидкодії проєктованого планетарного механізму. Дослідження швидкодії планетарного механізму може бути проведене в SolidWorks Motion. Габаритні розміри моделі дозволяють конструктору виконати оцінку прийнятності заданим вимогам конструктивних обмежень на ці розміри. За методикою проведено дослідження придатності конструкції зубчастих коліс, які були спроектовані для замкнутого планетарного механізму в якості зубчастих коліс ступенів незамкнутого – послідовного безконтурного планетарного механізму. Замкнутий планетарний механізм утворений двома простими планетарними механізмами Джеймса. Безконтурний планетарний механізм утворений послідовним з'єднанням тих самих простих планетарних механізмів. Досліджувалися два випадки навантаження зубчастих коліс для даної кінематичної схеми планетарного механізму.

Ключові слова: простий планетарний механізм Джеймса (типу \overline{AI}); замкнутий планетарний механізм; безконтурний планетарний механізм; момент інерції зубчастого колеса; маса зубчастого колеса; маса планетарного механізму; контактна міцність зубчастого зачеплення; згинальна міцність зубчастого зачеплення; ресурс зубчастого зачеплення; 3D геометрична твердотільна модель кінематичної схеми планетарного механізму

Ju. SHARABAN, A. SHEHOV

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE BEARING CAPACITY OF PLANETARY MECHANISMS FORMED ON THE BASIS BY TWO SIMPLE JAMES PLANETARY MECHANISMS, ACCORDING TO SEQUENTIAL NON-LOOP AND CLOSED KINEMATIC SCHEMES WITH ONE LOOP

The article presents a method for comparative analysis of the bearing capacity of planetary mechanisms of various kinematic schemes using several CAD/CAE software environments. To implement the method of comparative analysis, the KOMPAS-3D and SolidWorks software environments were used. In the first environment, calculations were performed according to the method of the GOST 21354-87 standard. The initial data and results of calculations performed by the KOMPAS-GEARS software package are stored in the appropriate files. In the second environment, a parametric 3D geometric solid model of the kinematic scheme of the planetary mechanism was created. According to this model, such characteristics of gears as mass and axial moment of inertia were determined. These characteristics are used to perform optimization calculations of the mass and speed of the designed planetary mechanism. The study of the speed of the planetary mechanism can be carried out in SolidWorks Motion. The overall dimensions of the model allow the designer to assess the acceptability of the design constraints for given dimensions to the specified requirements. According to the method, a study was made of the suitability of gear designs that were designed for a closed planetary mechanism as gears of an open-loop sequential planetary mechanism. The closed planetary gear is formed by two simple James planetary gears. The circuitry planetary gear is formed by the series connection of the same simple planetary gears. Two cases of loading gears for a given kinematic scheme of the planetary mechanism were studied.

Keywords: simple James planetary mechanism (mechanisms type \overline{AI}); closed planetary mechanism; contourless planetary gear; moment of inertia of gear-wheel; gear mass; planetary gear mass; contact strength of the gearing; bending strength of the gearing; toothing resource; 3D geometric solid model of the kinematic scheme of the planetary mechanism

Вступ. Проєктування і створення електромеханічних приводів різних авіаційних агрегатів пов'язане з рішенням як різних розрахункових завдань, так і практичних завдань виготовлення і випробування дослідних зразків приводів. Рівні складнощі рішення цих завдань визначаються, в першому наближенні, наступними чинниками. По-перше, це завдання на проєктування, по-друге, це технологічні можливості виробництва і, по-третє, наявність відповідного випробувального устаткування. Звичайно, до перерахованих чинників слід зарахувати як накопичений досвід по проєктуванню, виготовленню і проведенню випробувань, так і базу різних технічних рішень, яка дозволяє уніфікувати нові конструкції приводів. Застосування комп'ютерних технологій дозволяє конструктору організувати симуляцію (моделювання) рішень, що приймаються ним. Аналіз результатів такої симуляції впливає на вибір оптимальних рішень, які будуть прийняті конструктором. Одним з часто вирішуваних конструктором завдань є синтез кінематичної схеми проєктованого елек-

тромеханічного приводу. Рішення цієї задачі знаходиться не завжди відразу, а в результаті перебору різних варіантів. Конструктору вже недостатньо зробити вибір за значенням передаточного відношення, йому потрібно знати масогабаритні характеристики і об'єм, займаний приводом в просторі. А якщо проєктований привод працює в старт-стопному режимі, то конструктору бажано ще отримати інформацію про його динаміку руху (роботи). Сучасні програмні середовища CAD/CAE систем дозволяють організувати на одному робочому місці конструктора симуляцію технічних рішень, які він вибирає. При цьому конструктор отримує як числові результати (числа, таблиці, графіки), так і візуалізацію руху рухомих ланок конструкції приводу під діючими розрахунковими навантаженнями. Тому розробка технологій (методик) симуляції технічних

© Ю. В. Шарабан, О. В. Шехов, 2023

рішень, які приймає конструктор, є актуальною і представляє практичний інтерес.

Аналіз існуючих досліджень. Дослідження несучої здатності оптимальної по масі конструкції планетарного механізму Джеймса (простого планетарного механізму типу \overline{AI}) наведено у роботі [1]. У роботі розглядаються оцінки несучої здатності механізму з урахуванням забезпечення контактної та згинальної міцності зубчастих зачеплень. Дається аналіз властивостей оцінок від основних параметрів конструкції механізму (передаточного відношення, числа сателітів, коефіцієнта приведення мас і основних характеристик міцності зубчастих зачеплень). Наведена в роботі методика отримання оцінок застосовна і для конструкцій планетарних механізмів типу \overline{AI} , маса яких не обов'язково повинна бути мінімальною. У роботі [2] розглядаються питання аналізу несучої здатності складного планетарного механізму типу $2 \times \overline{AI}$, утвореного послідовним з'єднанням двох простих планетарних механізмів типу \overline{AI} . Оцінка несучої здатності механізму виконана як розвиток методики, розглянутої у роботі [1], але стосовно з урахуванням контактної міцності. Методика оцінки несучої здатності замкнутого планетарного механізму, утвореного з двох простих планетарних механізмів типу \overline{AI} , як функції двох кінематичних параметрів, що визначають передаточні відношення простих планетарних механізмів, розглядається у роботі [3]. Залежності отримані з умов забезпечення контактної та згинальної міцності зовнішніх зубчастих зачеплень простих планетарних механізмів.

Структура, основні кінематичні і силові рівняння, математична модель, які можна застосовувати для аналізу ефективності роботи поворотних приводів з планетарними редукторами в аерокосмічній області, розглядаються в роботі [4]. Ефективність роботи приводу може бути оцінена різними критеріями. У роботі вказуються такі критерії, як габаритні розміри, несуча здатність і коефіцієнт корисної дії. Аналіз ефективності функціонування приводу виконується на основі динамічної моделі руху еквівалентної одномасової системи, що має один обертальний ступінь свободи. Рівняння руху моделі записується у вигляді диференціального рівняння 1-го порядку відносно кутової швидкості обертання вхідного валу приводу. Приведений до вхідного валу приводу момент інерції (інерційний коефіцієнт рівняння руху) розраховується по різних вкладах усіх його зубчастих коліс, що обертаються, які розглядаються як циліндри з рівномірно розподіленою масою. Крутий еквівалентний момент, що прикладається до еквівалентної маси динамічної моделі, включає крутні вхідний та вихідний моменти та функцію моменту втрат. Рішення рівняння руху динамічної моделі авторами роботи знаходилося чисельним методом. У роботі зазначено, що маси та моменти інерції зубчастих коліс можуть бути визначені з CAD-проекту приводу.

Динамічна поведінка планетарної передачі, в якій два центральні зубчасті колеса з внутрішнім зачепленням (планетарний механізм типу Π , в якому одне центральне зубчасте колесо нерухоме), досліджується в роботі [5]. Для аналізу динаміки редуктора використана механічна система із зосередженими парамет-

рами, що має чотири ступені свободи (радіальне переміщення сателітного блоку, кутове переміщення сателітного блоку щодо власної осі обертання, кутові переміщення водила та рухомого центрального зубчастого колеса щодо центральної осі планетарної передачі). Рівняння руху моделі отримані на основі рівнянь Лагранжа 2-го роду і представлені в матричній формі. Геометричні величини, маси та моменти інерції певних елементів планетарного редуктора взяті з його розробленого CAD-проекту. Значення параметрів жорсткості та демпфування взяті з літератури. Рівняння динамічного руху розв'язуються у програмі Matlab Simulink.

Застосування технології цифрового двійника (Digital Twin) для моніторингу технічного стану планетарних механізмів розглядається в роботі [6]. Для аналізу відмови планетарної коробки передач, обумовленої поломкою одного зуба у сонячного колеса і у сателіта або його пітинговою корозією, запропоновано методику застосування багатотільної динаміки (Multi Body Dynamics) у програмному середовищі MCS Adams. Цифровий двійник – це жорстко-гнучка багатотільна система, яка формується в програмному середовищі MCS Adams шляхом імпортування жорсткої (твердої) моделі (збірки) планетарної коробки передач, побудованої в SolidWorks, і гнучкої (деформованої) моделі епіцикла, створеної в ANSYS APDL. Симуляція ушкоджень сонячного колеса і сателіта виконується шляхом створення в SolidWorks збірки 3D твердотільної моделі планетарної коробки передач, в яку вставляється модель (компонент) відповідного пошкодженого зубчастого колеса. Варіюючи комбінації моделей неушкоджених і пошкоджених зубчастих коліс, отримують збірки, які симулюють наявність відмови планетарної коробки передач. Моделювання вібрацій цифрового двійника спрямоване на генерування сигналів (показань) датчиків, встановлених на епіциклі. Переміщення і швидкості точок установки датчиків експортуються в програмне середовище Matlab Simulink. Виконується обробка цих сигналів для отримання їх частотних спектрів. Аналіз частотних спектрів дозволяє виявити відповідні ушкодження зубчастих коліс.

Моделювання структур конструкції планетарного редуктора (планетарної коробки передач) та її кінематичний аналіз в середовищі імітаційного моделювання Mathworks Simscape Driveline представлено в роботі [7]. Планетарна коробка передач складається з двох планетарних ступенів, з'єднаних відповідно до потрібної кінематичної структури. Число можливих кінематичних схем, отриманих з однієї структурної схеми, дорівнює 3. Вибір потрібної кінематичної схеми забезпечується двома гальмами та однією фрикційною муфтою. Базовими елементами програмної моделі редуктора є блоки одноступеневої епіциклічної зубчастої передачі з 3 базовими елементами: сонячна шестерня, епіцикл і водило. Методика імітаційного моделювання планетарної коробки передач трансмісії броневих автомобіля IVECO LMV 4x4 у програмному середовищі Matlab Simulink наведена в роботі [8]. Коробка передач має три ступені свободи, п'ять елементів управління та реалізує 7 з 10 теоретично можливих передач (кінематичних схем). Конструкція коробки передач оснащена гідротрансформатором з блокувальною муфтою, з однією простою планетарною передачею (PGT) і од-

ним набором планетарного ряду Равіньо (Ravigneaux) (RPGT). Має п'ять елементів управління – два багатодискові гальма і три багатодискові зчеплення. Аналіз структури коробки передач виконаний як більш простих моделей, так ускладнених моделей. Автори роботи надали результати аналітичних розрахунків моделей та провели порівняння цих результатів з результатами імітаційного моделювання. У роботі [9] представлена багатокритеріальна оптимізаційна модель для мінімізації маси планетарної зубчастої передачі і максимізації передаточного відношення за умови обмежень на контактні і згинальні напруження та ширину зубчастих вінців. Вибраними параметрами проєктованої конструкції є модуль, ширина зубців сонячного колеса, число зубців сонячного колеса та сателіта, внутрішній діаметр сонячного колеса та сателіта, а також зовнішній діаметр зубчастого вінця епіциклу. Були вивчені 4 типи матеріалів для зубчастих коліс. Завдання оптимізації було сформульоване і вирішене з використанням генетичного алгоритму. Сформульована задача багатокритеріальної оптимізації вирішувалася з використанням Matlab. Методика визначення оптимальної конструкції планетарної передачі (планетарного механізму типу \overline{AI}), ґрунтованої на математичному моделюванні конструктивних параметрів, приведена в роботі [10]. Побудова математичних моделей конструктивних параметрів реалізується за допомогою методу робастного проєктування Г. Тагучі (Taguchi method) у програмному середовищі Matlab. Тип аналізованої конструкції планетарної передачі створюється у програмному середовищі SolidWorks. Моделювання (симуляція) роботи збірки планетарної передачі виконується за допомогою ANSYS Workbench. Дані про деформований стан випробовуваної (навантажуваної) моделі конструкції передаються в програму Matlab. У роботі [11] описана розробка конструкції модифікованого водила планетарного редуктора приводу подрібнювальної машини. Спочатку проводиться статичний, втомний і модальний аналізи вузла монтажною рами, і на основі отриманих результатів пропонуються режими роботи, що забезпечують його безаварійну роботу. На наступному етапі пропонуються і піддаються аналогічному аналізу нові конструкції носія. Відповідний метод чисельного аналізу вибирається для оцінки втомної довговічності, загальної деформації і напружень Мізеса для кожної нової моделі. На підставі цих результатів вибирається найкраща конструкція, яка піддається подальшому вдосконаленню, що забезпечує зниження її ваги. Чисельний аналіз вузла водила планетарної передачі виконувався в програмі ANSYS. Створенню програми і перевірці її працездатності для підбору чисел зубців зубчастих коліс планетарного механізму типу 3К присвячена робота [12]. Програма дозволяє знаходити числа зубців для випадків, коли число сателітів механізму перевищує 3. У роботі наводяться блок-схема алгоритму підбору чисел зубців і приклад його реалізації для планетарного механізму з числом сателітів, рівним 7. Також наводяться 3D геометрична модель механізму і його фізична (реальна) конструкція.

Мета роботи (дослідження). Розробити методику використання інструментів програмних комплексів систем автоматизованого проєктування КОМПАС-3D і SolidWorks для вибору за критерієм несучої здатності

кінематичної схеми планетарного механізму з урахуванням моделювання його динаміки руху під дією розрахункового навантаження.

Матеріали досліджень. Перша кінематична схема планетарного механізму показана на рис. 1. Такий механізм позначатимемо як двоступінчастий планетарний механізм типу $2 \times \overline{AI}$.

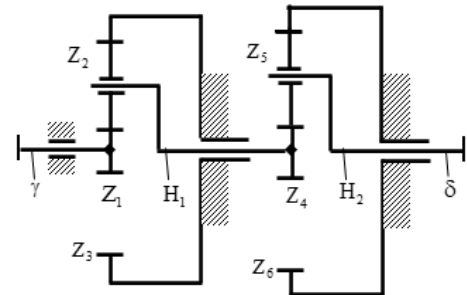


Рисунок 1 – Послідовна безконтурна схема

Передаточне відношення механізму типу $2 \times \overline{AI}$ від валу γ до валу δ визначається за формулою

$$U_{\gamma\delta}^1 = (p_1^1 + 1)(p_2^1 + 1), \quad (1)$$

де $p_1^1 = \frac{Z_3}{Z_1}$, $p_2^1 = \frac{Z_6}{Z_4}$ – кінематичні параметри відповідно першого та другого планетарних механізмів типу \overline{AI} .

У формулі (1) верхній індекс вказує на номер аналізованої кінематичної схеми, а нижній – відповідно на номер планетарного механізму типу \overline{AI} .

На рис. 2 показана друга аналізована кінематична схема планетарного механізму. Це замкнутий планетарний механізм, утворений з двох простих планетарних механізмів типу \overline{AI} . Перший механізм – диференціальний $Z_{a2}-Z_{g2}-Z_{b2}-H_2$, другий – планетарний $Z_{a1}-Z_{g1}-Z_{b1}-H_1$, в якому загальмовано водило H_1 .

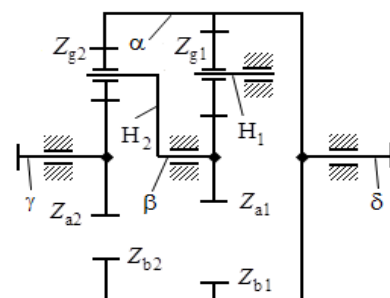


Рисунок 2 – Замкнутий планетарний механізм

Передаточне відношення досліджуваного механізму від валу γ до валу δ визначається за формулою

$$U_{\gamma\delta}^2 = 1 - (p_1^2 + 1)(p_2^2 + 1), \quad (2)$$

де $p_1^2 = \frac{Z_{b1}}{Z_{a1}}$, $p_2^2 = \frac{Z_{b2}}{Z_{a2}}$ – кінематичні параметри

кінематичного ланцюга замикання (КЛЗ) і диференціального механізму (ДМ).

Враховуючи, що кінематичні схеми утворюються на основі тих самих двох планетарних механізмів типу \overline{AI} , отримаємо наступну залежність

$$U_{\gamma\delta}^1 + U_{\gamma\delta}^2 = 1. \quad (3)$$

Для конструкцій усіх зубчастих коліс простих планетарних механізмів типу \overline{AI} приймемо наступні конструктивні та технологічні обмеження:

- зубчасті колеса виготовлені з одного і того ж матеріалу;
- спосіб зміцнюючої обробки та його характеристики один і той же;
- однакова степінь точності за ГОСТ 1643-81;
- однакова шорсткість поверхні за ГОСТ 2789-73;
- мінімальне число зубців не менше 18;
- коригування профілю зубчастих коліс не виконується;
- однакова ширина зубчастих вінців коліс кожного з планетарних механізмів.

При проектуванні конструкцій зубчастих коліс необхідно підібрати їх модулі і ширини зубчастих вінців, щоби були забезпечені необхідні несуча здатність, контактна і згинальна міцність і довговічність. При цьому мають бути виконані умови:

$$Z_{ai} + Z_{ig} + Z_{ib} \rightarrow \min, i=\overline{1,2}. \quad (4)$$

Також відносна похибка підбору чисел зубів не повинна перевищити задану величину

$$\delta_i \leq [\delta]_i, i=\overline{1,2}, \quad (5)$$

де $[\delta]_i$ – задана величина підбору чисел зубів.

Проектні значення параметрів конструкцій зубчастих коліс були визначені для наступних вхідних даних:

- допустиме значення моменту навантаження на вихідному валу δ дорівнює 836 Н·м;
- частота обертання вхідного валу γ дорівнює 142,5 об/хв;
- потрібне передаточне відношення механізму дорівнює $U_{\gamma\delta}^2 = -26$;
- число сателітів дорівнює 4;
- навантаження постійне реверсивне симетричне;
- планований ресурс роботи 2000 годин;
- степінь точності 7-С за ГОСТ 1643-81;
- шорсткість поверхні зубчастих коліс $R_a=1,25$ мкм за ГОСТ 2789-73;
- параметри вихідного контуру за ГОСТ 13755-81;
- зубчасті колеса із зовнішніми зубцями нарізаються рейковим інструментом;
- зубчасті колеса з внутрішніми зубцями нарізаються одним і тим же зуборізним за параметрами довбачем;
- зубчасті колеса виготовляються з легованої конструкційної сталі 38ХМЮА;

• зубчасті колеса піддаються азотуванню при цьому твердість активних поверхонь зубців 61 HRC, а твердість серцевини 30 HRC.

Характеристики міцності матеріалу, що йде для виготовлення зубчастих коліс, при заданому способі зміцнюючої обробки склали: $\sigma_{HP \max} = 2346$ МПа; $\sigma_{HF \max} = 1029$ МПа; $\sigma_{H \lim b} = 1050$ МПа; $\sigma_{H \lim b} = 674$ МПа.

В результаті синтезу значень кінематичних параметрів планетарних механізмів типу \overline{AI} були вибрані $p_1^2 = 3,6316$ і $p_2^2 = 4,8947$. При таких значеннях отримаємо передаточне відношення $U_{\gamma\delta}^2 = -26,3019 \approx -26$. Для отриманих значень кінематичних параметрів p_i^2 ($i=\overline{1,2}$) були підібрані наступні значення чисел зубців зубчастих коліс відповідних планетарних механізмів типу \overline{AI} : $Z_{a1} = 19$; $Z_{g1} = 25$; $Z_{b1} = 69$; $Z_{a2} = 19$; $Z_{g2} = 37$; $Z_{b2} = 93$. При підборі чисел зубців враховувалося, що число сателітів в кожному планетарному механізмі дорівнює 4.

Розрахунок зубчастих зачеплень простих планетарних механізмів типу \overline{AI} виконувався в програмному середовищі КОМПАС-3D, використовуючи комплекс програм КОМПАС-GEARS, у якому реалізована методика розрахунків згідно ГОСТ 21354-87. Результати розрахунків, які далі наводяться, включають наступні параметри: $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ – коефіцієнти, що враховують нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній при розрахунках на контактну і згинальну міцність відповідно; K_{Hv} , K_{Fv} – коефіцієнти, що враховують динамічне навантаження, що виникає в зачепленні до зони резонансу при розрахунках на контактну і згинальну міцність відповідно; $\sigma_{H \max}$, $\sigma_{F \max}$ – розрахункові контактні і згинальні напруження відповідно; n_H , n_F – коефіцієнти запасу по контактним і згинальним напруженням відповідно; L_H , L_F – ресурси по контакту і згину відповідно.

Замкнутий планетарний механізм. Розглянемо результати визначення найменших значень варійованих параметрів (модуля і ширини зубчастого вінця) зубчастих коліс кожного простого планетарного механізму типу \overline{AI} .

Для параметрів зубчастих коліс планетарного механізму $Z_{a1}-Z_{g1}-Z_{b1}-H$, які потрібно було підібрати, були отримані наступні значення: модуль $m = 2$ мм; ширина зубчастого вінця коліс $b = 18$ мм.

Основні результати розрахунку на міцність при дії максимального навантаження циліндричної зубчастої передачі зовнішнього зачеплення $Z_{a1}-Z_{g1}$ наступні. При розрахунку на контактну міцність отримані такі значення: $K_{H\beta} = 1,901$; $K_{Hv} = 1,001$; $\sigma_{H \max} = 1528,078$ МПа; $n_H = 1,535$. При розрахунку на згинальну міцність маємо: $K_{F\beta} = 2,068$;

$K_{Fv} = 1,001$; $\sigma_{F \max} = 590,9566$ МПа; $n_F = 1,741$. При розрахунку на втому отримані ресурс по контакту $L_H = 2675$ годин і ресурс по згину $L_F = 1072$ годин.

Основні результати розрахунку на міцність при дії максимального навантаження циліндричної зубчастої передачі внутрішнього зачеплення $Z_{g1}-Z_{b1}$ наступні.

При розрахунку на контактну міцність отримані такі значення: $K_{H\beta} = 1,388$; $K_{Hv} = 1,001$; $\sigma_{H \max} = 657,224$ МПа; $n_H = 3,57$. При розрахунку на згинальну міцність маємо: $K_{F\beta} = 1,617$; $K_{Fv} = 1,001$; $\sigma_{F \max} = 443,203$ МПа; $n_F = 2,322$. При розрахунку на втому отримані ресурс по контакту $L_H = 2,23 \cdot 10^6$ годин і ресурс по згину $L_F = 5,67 \cdot 10^6$ годин.

Значення шуканих параметрів для циліндричних зубчастих коліс планетарного механізму $Z_{a2}-Z_{g2}-Z_{b2}-H_2$ наступні: модуль $m = 1,5$ мм; ширина зубчастого вінця коліс $b = 5,6$ мм.

Результати розрахунку на міцність при дії максимального навантаження циліндричної зубчастої передачі зовнішнього зачеплення $Z_{a2}-Z_{g2}$ наступні. При розрахунку на контактну міцність отримані такі значення: $K_{H\beta} = 1,586$; $K_{Hv} = 1,006$; $\sigma_{H \max} = 1265,794$ МПа; $n_H = 1,853$. При розрахунку на згинальну міцність маємо: $K_{F\beta} = 1,564$; $K_{Fv} = 1,006$; $\sigma_{F \max} = 435,272$ МПа; $n_F = 2,364$. При розрахунку на втому отримані ресурс по контакту $L_H = 1326$ годин і ресурс по згину $L_F = 2691$ годин.

Результати розрахунку на міцність при дії максимального навантаження циліндричної зубчастої передачі внутрішнього зачеплення $Z_{g2}-Z_{b2}$ наступні. При розрахунку на контактну міцність отримані такі значення: $K_{H\beta} = 1,087$; $K_{Hv} = 1,005$; $\sigma_{H \max} = 456,456$ МПа; $n_H = 5,14$. При розрахунку на згинальну міцність маємо: $K_{F\beta} = 1,138$; $K_{Fv} = 1,006$; $\sigma_{F \max} = 290,863$ МПа; $n_F = 3,538$. При розрахунку на втому отримані ресурс по контакту $L_H = 1 \cdot 10^6$ годин і ресурс по згину $L_F = 2,53 \cdot 10^6$ годин.

Аналіз міцності зубчастих зачеплень планетарних механізмів $Z_{a1}-Z_{g1}-Z_{b1}-H_1$ і $Z_{a2}-Z_{g2}-Z_{b2}-H_2$ показав наступні результати.

1. Найбільші контактні напруження $\sigma_{H \max}$ в зубчастому зачепленні $Z_{g1}-Z_{b1}$.

2. Найбільші згинальні напруження $\sigma_{F \max}$ в зубчастому зачепленні $Z_{g1}-Z_{b1}$.

3. Найменший ресурс по контакту L_H у зубчастому зачепленні $Z_{a2}-Z_{g2}$.

4. Найменший ресурс по згину L_F у зубчастому зачепленні $Z_{g1}-Z_{b1}$.

5. Найбільші значення коефіцієнту $K_{H\beta}$ у зубчастому зачепленні $Z_{g1}-Z_{b1}$.

6. Найбільші значення коефіцієнту $K_{F\beta}$ у зубчастому зачепленні $Z_{g1}-Z_{b1}$.

У програмному середовищі SolidWorks побудовано 3D твердотільні геометричні моделі зубчастих коліс для кожного планетарного механізму (рис. 3). При побудові моделей було використано бібліотеку Toolbox.

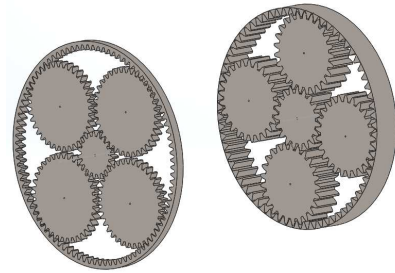


Рисунок 3 – 3D модель замкнутого планетарного механізму

По 3D геометричним моделям зубчастих коліс замкнутого планетарного механізму було визначено їх масові характеристики і осьові моменти інерції відносно їх осей обертання. З іншого боку, вищезазначені параметри зубчастих коліс були обчислені по відповідних аналітичних формулах. Вибір цих формул ґрунтується на модельних уявленнях зубчастих коліс планетарних механізмів, які представлені в роботах авторів, присвячених оптимізації конструкції планетарних механізмів.

Для зубчастих коліс із зовнішніми зубцями обчислення їх обсягів, моментів інерції та мас були виконані за такими формулами

$$V = \frac{\pi d^2}{4} b, \quad J = \frac{\pi \rho}{32} b d^4, \quad M = \rho V, \quad (6)$$

де d , b , ρ – дільний діаметр, ширина зубчастого вінця та щільність матеріалу зубчастого колеса відповідно.

Для зубчастих коліс із внутрішніми зубцями аналогічні формули мають вигляд

$$V = \frac{\pi b}{4} \left[(d + km)^2 - d^2 \right],$$

$$J = \frac{\pi \rho}{32} b \left[(d + km)^4 - d^4 \right], \quad M = \rho V, \quad (7)$$

де k , m – коефіцієнт і модуль зубчастого колеса.

Параметр $d + km$ задає зовнішній діаметр зубчастого колеса.

Об'єми, маси та моменти інерції зубчастих коліс планетарних механізмів $Z_{a1}-Z_{g1}-Z_{b1}-H_1$ і $Z_{a2}-Z_{g2}-Z_{b2}-H_2$ наведені у табл. 1.

Розбіжність значень даних, представлених в табл.1, не перевищило 4 відсотків.

Сумарна маса зубчастих коліс механізму

$Z_{a1}-Z_{g1}-Z_{b1}-H_1$, визначена з розрахунку, склала 1261,93 г і 1392,46 г, знайдена по моделі SolidWorks, відповідно. Відмінність в значенні сумарної маси, визначеної двома способами, не перевищила 0,7 %.

Таблиця 1 – Масові та інерційні характеристики зубчастих коліс

Планетарний механізм $Z_{a1}-Z_{g1}-Z_{b1}-H_1$			
Тип даних	Z_{a1}	Z_{g1}	Z_{b1}
Об'єм, мм ³			
Розрахунок	20414,069	35342,917	21482,273
SolidWorks	19662,615	34399,928	21258,424
Маса, г			
Розрахунок	159,23	275,675	167,562
SolidWorks	153,368	268,319	165,816
Момент інерції, г·мм ²			
Розрахунок	28740,968	86148,361	829588,922
SolidWorks	27740,41	83472,563	815285,964
Планетарний механізм $Z_{a2}-Z_{g2}-Z_{b2}-H_2$			
Тип даних	Z_{a2}	Z_{g2}	Z_{b2}
Об'єм, мм ³			
Розрахунок	3572,462	13547,647	9450,696
SolidWorks	3436,408	13306,223	10079,872
Маса, г			
Розрахунок	27,865	105,672	73,715
SolidWorks	26,804	103,789	78,623
Момент інерції, г·мм ²			
Розрахунок	2829,189	40686,886	378429,676
SolidWorks	2725,294	39660,803	405602,077

Сумарна маса зубчастих коліс механізму $Z_{a2}-Z_{g2}-Z_{b2}-H_2$, визначена з розрахунку склала 524,268 г і 520,583 г, знайдена по моделі SolidWorks, відповідно. Відмінність в значенні сумарної маси, визначеної двома способами, не перевищила 9,4 %.

Планетарний механізм типу $2 \times \overline{AI}$. Перейдемо до аналізу кінематичної схеми механізму, яка показана на рис. 1. Перший ступінь (швидкохідний) цього механізму утворюємо зубчастими колесами простого планетарного механізму $Z_{a2}-Z_{g2}-Z_{b2}-H_2$, а другий (тихохідний) – зубчастими колесами простого планетарного механізму $Z_{a1}-Z_{g1}-Z_{b1}-H_1$ відповідно.

Розглядатимемо два варіанти завдання кінематичних і силових параметрів, які необхідно забезпечити для даного механізму. При першому варіанті (Варіант 1) вхідний вал механізму (центральне рухоме зубчасте колесо Z_1) обертається з такою ж частотою, як і вхідний вал замкнутого планетарного механізму (вал γ), і до нього підводиться такий самий момент, як і до вхідного валу замкнутого планетарного механізму (момент M_γ). При другому варіанті (Варіант 2) вихідний вал механізму (води́ло H_2) обертається з такою ж частотою, як і вихідний вал замкнутого планетарного механізму (вал δ), і до нього прикладається момент навантаження, що дорівнює 836 Н·м.

Варіант 1. Для зубчастих зачеплень кожного ступеня планетарного механізму, кінематична схема якого показана на рис. 1, маємо наступні результати. При розрахунку на контактну міцність зовнішнього

зачеплення Z_1-Z_2 першого ступеня отримані такі значення: $K_{H\beta} = 1,586$; $K_{H\alpha} = 1,005$; $\sigma_{H \max} = 1265,687$ МПа; $n_H = 1,854$. При розрахунку на згинальну міцність маємо: $K_{F\beta} = 1,564$; $K_{F\alpha} = 1,006$; $\sigma_{F \max} = 435,188$ МПа; $n_F = 2,364$. При розрахунку на втому отримані ресурс по контакту $L_H = 1377$ годин і ресурс по згину $L_F = 2798$ годин.

При розрахунку на контактну міцність внутрішнього зачеплення Z_2-Z_3 першого ступеня отримані такі значення: $K_{H\beta} = 1,087$; $K_{H\alpha} = 1,005$; $\sigma_{H \max} = 456,391$ МПа; $n_H = 5,14$. При розрахунку на згинальну міцність маємо: $K_{F\beta} = 1,138$; $K_{F\alpha} = 1,005$; $\sigma_{F \max} = 290,803$ МПа; $n_F = 3,538$. При розрахунку на втому отримані ресурс по контакту $L_H = 1 \cdot 10^6$ годин і ресурс по згину $L_F = 2,63 \cdot 10^6$ годин.

Результати розрахунку на міцність при дії максимального навантаження циліндричної зубчастій передачі зовнішнього зачеплення Z_4-Z_5 другого ступеня наступні. При розрахунку на контактну міцність отримані такі значення: $K_{H\beta} = 1,901$; $K_{H\alpha} = 1,001$; $\sigma_{H \max} = 1528,051$ МПа; $n_H = 1,535$. При розрахунку на згинальну міцність маємо: $K_{F\beta} = 2,069$; $K_{F\alpha} = 1,001$; $\sigma_{F \max} = 590,933$ МПа; $n_F = 1,741$. При розрахунку на втому отримані ресурс по контакту $L_H = 2777$ годин і ресурс по згину $L_F = 1113$ годин.

Результати розрахунку на міцність при дії максимального навантаження циліндричної зубчастій передачі внутрішнього зачеплення Z_5-Z_6 другого ступеня наступні. При розрахунку на контактну міцність отримані такі значення: $K_{H\beta} = 1,388$; $K_{H\alpha} = 1,001$; $\sigma_{H \max} = 657,215$ МПа; $n_H = 3,57$. При розрахунку на згинальну міцність маємо: $K_{F\beta} = 1,617$; $K_{F\alpha} = 1,001$; $\sigma_{F \max} = 443,189$ МПа; $n_F = 2,322$. При розрахунку на втому отримані ресурс по контакту $L_H = 2,31 \cdot 10^6$ годин і ресурс по згину $L_F = 5,89 \cdot 10^6$ годин.

Аналіз результатів розрахунків міцності і втому зубчастих зачеплень показав наступне:

1. Найбільші контактні напруження $\sigma_{H \max}$ в зубчастому зачепленні Z_4-Z_5 .
2. Найбільші згинальні напруження $\sigma_{F \max}$ в зубчастому зачепленні Z_4-Z_5 .
3. Найменший ресурс по контакту L_H у зубчастому зачепленні Z_1-Z_2 .
4. Найменший ресурс по згину L_F у зубчастому зачепленні Z_4-Z_5 .
5. Найбільші значення коефіцієнту $K_{H\beta}$ у зу-

бчастого зачеплення Z_4-Z_5 .

6. Найбільші значення коефіцієнту $K_{F\beta}$ у зубчастого зачеплення Z_4-Z_5 .

Варіант 2. Для зубчастих зачеплень кожного ступеня планетарного механізму, кінематична схема якого показана на рис. 1, маємо наступні результати. При розрахунку на контактну міцність зовнішнього зачеплення Z_1-Z_2 першого ступеня отримані такі значення: $K_{H\beta} = 1,601$; $K_{Hv} = 1,006$; $\sigma_{H\max} = 1248,556$ МПа; $n_H = 1,879$. При розрахунку на згинальну міцність маємо: $K_{F\beta} = 1,575$; $K_{Fv} = 1,007$; $\sigma_{F\max} = 422,598$ МПа; $n_F = 2,435$. При розрахунку на втому отримані ресурс по контакту $L_H = 1440$ годин і ресурс по згину $L_F = 3510$ годин.

При розрахунку на контактну міцність внутрішнього зачеплення Z_2-Z_3 першого ступеня отримані такі значення: $K_{H\beta} = 1,087$; $K_{Hv} = 1,005$; $\sigma_{H\max} = 448,036$ МПа; $n_H = 5,236$. При розрахунку на згинальну міцність маємо: $K_{F\beta} = 1,138$; $K_{Fv} = 1,006$; $\sigma_{F\max} = 280,269$ МПа; $n_F = 3,671$. При розрахунку на втому отримані ресурс по контакту $L_H = 1 \cdot 10^6$ годин і ресурс по згину $L_F = 1 \cdot 10^6$ годин.

Результати розрахунку на міцність при дії максимального навантаження циліндричної зубчатої передачі зовнішнього зачеплення Z_4-Z_5 другого ступеня наступні. При розрахунку на контактну міцність отримані такі значення: $K_{H\beta} = 1,915$; $K_{Hv} = 1,001$; $\sigma_{H\max} = 1505,253$ МПа; $n_H = 1,559$. При розрахунку на згинальну міцність маємо: $K_{F\beta} = 2,083$; $K_{Fv} = 1,001$; $\sigma_{F\max} = 573,328$ МПа; $n_F = 1,795$. При розрахунку на втому отримані ресурс по контакту $L_H = 2928$ годин і ресурс по згину $L_F = 1407$ годин.

Результати розрахунку на міцність при дії максимального навантаження циліндричної зубчатої передачі внутрішнього зачеплення Z_5-Z_6 другого ступеня наступні. При розрахунку на контактну міцність отримані такі значення: $K_{H\beta} = 1,388$; $K_{Hv} = 1,001$; $\sigma_{H\max} = 705,312$ МПа; $n_H = 3,326$. При розрахунку на згинальну міцність маємо: $K_{F\beta} = 1,617$; $K_{Fv} = 1,001$; $\sigma_{F\max} = 510,427$ МПа; $n_F = 2,016$. При розрахунку на втому отримані ресурс по контакту $L_H = 2,49 \cdot 10^6$ годин і ресурс по згину $L_F = 7,91 \cdot 10^6$ годин.

Аналіз результатів розрахунків міцності і втоми зубчастих зачеплень показав наступне:

1. Найбільші контактні напруження $\sigma_{H\max}$ в зубчашому зачепленні Z_4-Z_5 .

2. Найбільші згинальні напруження $\sigma_{F\max}$ в

зубчашому зачепленні Z_4-Z_5 .

3. Найменший ресурс по контакту L_H у зубчастого зачеплення Z_1-Z_2 .

4. Найменший ресурс по згину L_F у зубчастого зачеплення Z_4-Z_5 .

5. Найбільші значення коефіцієнту $K_{H\beta}$ у зубчастого зачеплення Z_4-Z_5 .

6. Найбільші значення коефіцієнту $K_{F\beta}$ у зубчастого зачеплення Z_4-Z_5 .

Порівняльний аналіз. На рис. 4 показана діаграма зміни рівня максимальних контактних і згинальних напружень у зубчашому зачепленні $Z_{a1}-Z_{g1}$ залежно від аналізованої кінематичної схеми планетарного механізму.

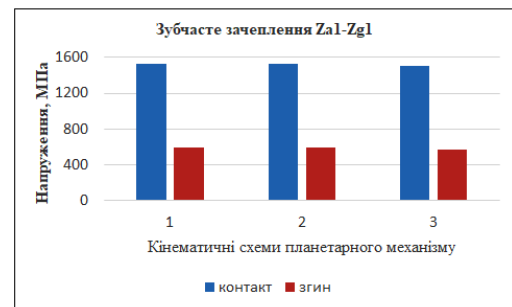


Рисунок 4 – Напруження у зубчашому зачепленні $Z_{a1}-Z_{g1}$: 1 – замкнутий; 2 – послідовна, вар. 1; 3 – послідовна, вар. 2

Аналіз даних, показаних на рис. 4, показує, що в кінематичній схемі планетарного механізму типу $2 \times \overline{AI}$ (послідовна схема) при його навантаженні по варіанту 2 зменшується (трохи) завантаженість зубчастого зачеплення $Z_{a1}-Z_{g1}$. Як наслідок цієї умови повинен збільшитись ресурс цього зубчастого зачеплення. На рис. 5 видно підтвердження цього висновку.

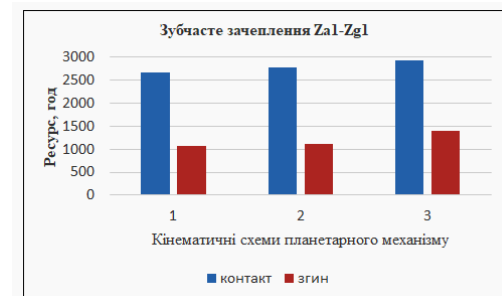


Рисунок 5 – Ресурс зубчастого зачеплення $Z_{a1}-Z_{g1}$: 1 – замкнутий; 2 – послідовна, вар. 1; 3 – послідовна, вар. 2

На рис. 6, 7 показані діаграми зміни відповідно рівня максимальних контактних і згинальних напружень у зубчашому зачепленні Z_2-Z_3 і ресурсу цього зубчастого зачеплення залежно від аналізованої кінематичної схеми планетарного механізму.

Аналізуючи діаграми, які показані на рис. 6, 7, приходимо до висновку, який був встановлений

раніше на зубчастому зачепленні $Z_{a1}-Z_{g1}$. Розрахунок значень моментів, які діють на валах центральних рухомих зубчастих коліс ступенів планетарного механізму типу $2 \times \overline{AI}$, показує наступні відношення:

$$\begin{aligned} M_1^1 &= M_{a2}, M_2^1 = M_{a1}; \\ M_1^2 &< M_{a2}, M_2^2 < M_{a1}; \end{aligned} \quad (8)$$

де верхній індекс вказує на номер варіанту навантаження, а його відсутність – на замкнутий планетарний механізм.

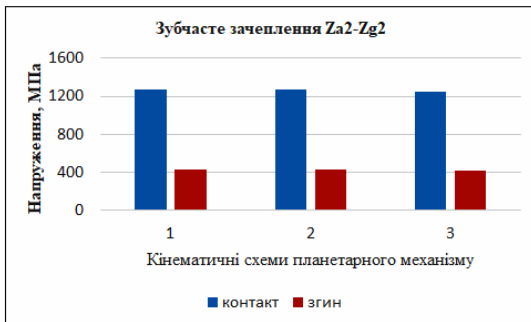


Рисунок 6 – Напруження у зубчастому зачепленні $Z_{a2}-Z_{g2}$: 1 – замкнутий; 2 – послідовна, вар. 1; 3 – послідовна, вар. 2

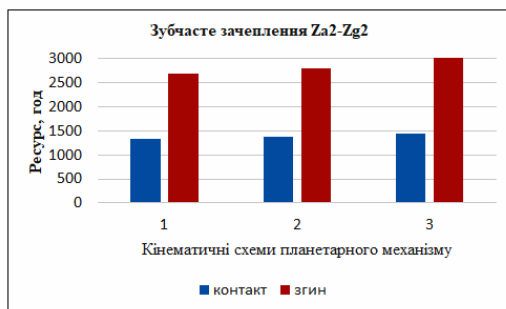


Рисунок 7 – Ресурс зубчастого зачеплення $Z_{a2}-Z_{g2}$: 1 – замкнутий; 2 – послідовна, вар. 1; 3 – послідовна, вар. 2

Зубчасті колеса з внутрішнім зачепленням замкнутого планетарного механізму є працездатними для розглянутих варіантів навантаження кінематичної схеми планетарного механізму типу $2 \times \overline{AI}$.

Отже, конструкції зубчастих коліс замкнутого планетарного механізму підходять як по міцності, так і по ресурсу для кінематичної схеми планетарного механізму типу $2 \times \overline{AI}$.

Висновки. Розглянута в роботі методика дослідження властивостей і ряду характеристик конструкцій планетарних механізмів (планетарних передач) при їх проектуванні із залученням інструментів програмних середовищ КОМПАС-3D і SolidWorks була застосована при створенні деяких авіаційних електромеханічних приводів.

1. Створення параметричної 3D твердотільної геометричної моделі кінематичної схеми проєктованого планетарного механізму надає конструктору інформацію про габаритні розміри як самої моделі, так і числові значення кінематичних і динамічних параметрів при симу-

ляції руху моделі під дією розрахункового навантаження.

2. Результати розрахунків міцності і ресурсу варіанту виконання конструкції вибраної кінематичної схеми планетарного механізму, виконані в програмі КОМПАС-3D додатком КОМПАС-GEARS, зберігаються у вигляді протоколів і відповідних файлів. Аналіз числових даних розрахунків дозволяє конструктору або прийняти їх як прийнятні або як неприйнятні. Прийнятні результати розрахунків конструктор використовує для створення 3D твердотільної геометричної моделі кінематичної схеми планетарного механізму, що проєктується.

3. Візуалізація в одному графічному вікні програми SolidWorks двох 3D моделей аналізованої кінематичної схеми планетарного механізму, з яких одна прийнята за базову (еталон), а інша – за поточну (з вибраними значеннями геометричних параметрів моделі), дозволяє конструктору прийняти рішення про доцільність використання налаштування поточної моделі. Помітимо, що можлива реалізація порівняння базової і декількох варіантів поточної моделі в одному графічному вікні.

4. Візуалізація 3D моделей кінематичних схем, з одного боку, і числові дані результатів розрахунків міцності і ресурсу, з іншого боку, дозволяють конструктору оцінити міру застосовності того або іншого варіанту виконання конструкції кінематичної схеми планетарного механізму.

5. Виконання модельних експериментів зі зміною параметрів 3D моделей аналізованої кінематичної схеми планетарного механізму дозволяє конструктору, з одного боку, вибрати кращий варіант виконання, а з іншого боку, отримати оцінку впливу зміни тих або інших параметрів моделі.

Список літератури

- Шехов А. В. Условия прочности и оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции простого планетарного механизма типа \overline{AI} . *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Проблеми механічного приводу. Харків, НТУ «ХПІ», 2015, №35 (1144). С. 145–157.
- Магусевич В. А., Шарабан Ю. В., Шехов А. В. Оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$ из условия контактной равнопрочности. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Проблеми механічного приводу. Харків, НТУ «ХПІ», 2015, №34(1143). С. 93–102.
- Магусевич В. А., Шарабан Ю. В., Шехов А. В. Параметрична оптимізація несучої здатності замкнутого планетарного механізму, утвореного із двох механізмів типу \overline{AI} . *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. – Харків, НТУ «ХПІ», 2020, №2(2020). С. 66–77.
- Bertucci A., Jacazio G., Sorli M. *Performance Study and Mathematical Model of Aerospace Geared Rotary Actuators* [Performance Study and Mathematical Model of Aerospace Geared Rotary Actuators]. – Режим доступу: https://www.ripublication.com/ijaer18/ijaerv13n1_25.pdf. – Дата звертання: 11 серпня 2019.
- Matejic, M. S., Blagojevic M. Z., Matejic, M. M. *Dynamic behaviour of a planetary reducer with double planet gears* [Dynamic behaviour of a planetary reducer with double planet gears]. – Режим доступу: <https://scidar.kg.ac.rs/bitstream/123456789/13980/1/10.5194-ms-12-997-2021.pdf>. – Дата звертання: 20 січня 2022.
- Daoyong Zhu, Zhinong Li, Niaoqing Hu. *Multi-Body Dynamics Modeling and Analysis of Planetary Gearbox Combination Failure Based on Digital Twin* [Multi-Body Dynamics Modeling and Analysis of Planetary Gearbox Combination Failure Based on Digital Twin]. – Режим доступу: <https://www.mdpi.com/2076-3417/12/23/12290>. – Дата звертання: 3 травня 2023.
- Tomas Gajdosik, Frantisek Brumercik, Michal Lukas, Pawel Drozdziel. *Vehicle Planetary Gearbox Simulation* [Vehicle Planetary Gear-

- box Simulation]. – Режим доступу: https://www.researchgate.net/publication/325947670_Vehicle_Planetary_Gearbox_Simulation. – Дата звертання: 3 вересня 2018.
8. Matúš RIEČIČIAR, Peter DROPPA. *Simulation analysis of planetary transmissions in Matlab environment* [Simulation analysis of planetary transmissions in Matlab environment]. – Режим доступу: <http://sm.aos.sk/images/dokumenty/archiv/1-20/Article2.pdf>. – Дата звертання: 3 вересня 2020.
 9. Mohamed Fawzy Nasr, Karam Youssef Maalawi, Khaled Yihia. *Multi-Objective Optimization of Planetary Gear Train Using Genetic Algorithm* [Multi-Objective Optimization of Planetary Gear Train Using Genetic Algorithm]. – Режим доступу: https://www.researchgate.net/publication/363836557_Multi-Objective_Optimization_of_Planetary_Gear_Train_Using_Genetic_Algorithm. Дата звертання: 3 лютого 2023.
 10. S Mandol, P K Dan and M K Mondal. *Deriving optimal transmission architecture of planetary gear assembly by mathematical modelling of design parameters* [Deriving optimal transmission architecture of planetary gear assembly by mathematical modelling of design parameters]. – Режим доступу: https://www.researchgate.net/publication/326963224_Deriving_optimal_transmission_architecture_of_planetary_gear_assembly_by_mathematical_modelling_of_design_parameters. Дата звертання: 3 березня 2023.
 11. Janigová S., Schürger B. *Design Optimization of the Modified Planetary Carrier* [Design Optimization of the Modified Planetary Carrier]. – Режим доступу: https://essuir.sumdu.edu.ua/bitstreamdownload/123456789/84238/1/Janigov%3a1_jes_1_2021.pdf. Дата звертання: 3 березня 2023.
 12. Qi An, Shuangfu Suo, Jie Yang, Changgui Wu and Chuanxiang Yan. *Program Design for the 3K Planetary Gear Mechanism with more than Three Planet Gears* [Program Design for the 3K Planetary Gear Mechanism with more than Three Planet Gears]. – Режим доступу: https://www.researchgate.net/publication/326880002_Program_Design_for_the_3K_Planetary_Gear_Mechanism_with_more_than_Three_Planet_Gears. Дата звертання: 5 березня 2023.

References (transliterated)

1. Shehov A. V. Uslovija prochnosti i ocenka nesushhej sposobnosti optimal'noj po masse konstrukcii prostogo planetarnogo mehanizma tipa \overline{AI} . [Terms of strength and estimation of the loading ability of optimal on mass construction of simple planetary mechanism of type \overline{AI}]. *Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universytetu «KhPI»*. Serija: *Problemy mehanichnogo pryvodu*. Harkiv, NTU «KhPI» Publ., 2015, no. 35 (1144), pp. 145–157.
2. Matushevich V. A., Sharaban Ju. V., Shehov A. V. Ocenka nesushhej sposobnosti optimal'noj po masse konstrukcii planetarnogo mehanizma tipa $2 \times \overline{AI}$ iz uslovija kontaktnoj ravnoprochnosti. [Evolution of loading ability of optimal on mass construction of planetary mechanism of type $2 \times \overline{AI}$ from conditions of contact balances]. *Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universytetu «KhPI»*. Serija: *Problemy mehanichnogo pryvodu*. Harkiv, NTU «KhPI» Publ., 2015, no. 34 (1143), pp. 93–102.
3. Matushevich V. A., Sharaban Ju. V., Shehov A. V. Parametrychna optymizacija nesuchoj' zdatnosti zamknutogo planetarnogo mehanizmu, utvorenogo iz dvoh mehanizmiv typu \overline{AI} [Parametric optimization of the bearing capacity of the closed planetary mechanism formed by two mechanisms of type \overline{AI}]. *Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universytetu «KhPI»*. Serija: *Mashynoznavstvo ta SAPR*. Harkiv, NTU «KhPI» Publ., 2020, №2, pp. 66–77.
4. Bertucci A., Jacazio G., Sorli M. Performance Study and Mathematical Model of Aerospace Geared Rotary Actuators [Performance Study and Mathematical Model of Aerospace Geared Rotary Actuators]. Available at: https://www.ripublication.com/ijaer18/tjaerv13n1_25.pdf. (accessed 11.08. 2019).
5. Matejic, M. S., Blagojevic M. Z., Matejic M. M. Dynamic behaviour of a planetary reducer with double planet gears [Dynamic behaviour of a planetary reducer with double planet gears]. Available at: <https://scidar.kg.ac.rs/bitstream/123456789/13980/1/10.5194-ms-12-997-2021.pdf>. (accessed 20.01. 2022).
6. Daoyong Zhu, Zhinong Li, Niaoqing Hu. Multi-Body Dynamics Modeling and Analysis of Planetary Gearbox Combination Failure Based on Digital Twin [Multi-Body Dynamics Modeling and Analysis of Planetary Gearbox Combination Failure Based on Digital Twin]. Available at: <https://www.mdpi.com/2076-3417/12/23/12290>. (accessed 03.05. 2023).
7. Tomas Gajdosik, František Brumercik, Michal Lukac, Pawel Drozdziel. Vehicle Planetary Gearbox Simulation [Vehicle Planetary Gearbox Simulation]. Available at: https://www.researchgate.net/publication/325947670_Vehicle_Planetary_Gearbox_Simulation. (accessed 03.09. 2018).
8. Mohamed Fawzy Nasr, Karam Youssef Maalawi, Khaled Yihia. Multi-Objective Optimization of Planetary Gear Train Using Genetic Algorithm [Multi-Objective Optimization of Planetary Gear Train Using Genetic Algorithm]. Available at: <http://sm.aos.sk/images/dokumenty/archiv/1-20/Article2.pdf>. (accessed 03.09. 2020).
9. Mohamed Fawzy Nasr, Karam Youssef Maalawi, Khaled Yihia. Multi-Objective Optimization of Planetary Gear Train Using Genetic Algorithm [Multi-Objective Optimization of Planetary Gear Train Using Genetic Algorithm]. Available at: https://www.researchgate.net/publication/363836557_multi-objective_optimization_of_planetary_gear_train_using_genetic_algorithm. (accessed 03.02. 2023).
10. S Mandol, P K Dan and M K Mondal. Deriving optimal transmission architecture of planetary gear assembly by mathematical modelling of design parameters [Deriving optimal transmission architecture of planetary gear assembly by mathematical modelling of design parameters]. Available at: https://www.researchgate.net/publication/326963224_Deriving_optimal_transmission_architecture_of_planetary_gear_assembly_by_mathematical_modelling_of_design_parameters. (accessed 03.03. 2023).
11. Janigová S., Schürger B. Design Optimization of the Modified Planetary Carrier [Design Optimization of the Modified Planetary Carrier]. Available at: https://essuir.sumdu.edu.ua/bitstreamdownload/123456789/84238/1/Janigov%3a1_jes_1_2021.pdf. (accessed 03.03. 2023).
12. Qi An, Shuangfu Suo, Jie Yang, Changgui Wu and Chuanxiang Yan. Program Design for the 3K Planetary Gear Mechanism with more than Three Planet Gears [Program Design for the 3K Planetary Gear Mechanism with more than Three Planet Gears]. Available at: https://www.researchgate.net/publication/326880002_Program_Design_for_the_3K_Planetary_Gear_Mechanism_with_more_than_Three_Planet_Gears. (accessed 05.03. 2023).

Надійшла (received) 07.07.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Шарабан Юрій Володимирович / Sharaban Jurij – Товариство з обмеженою відповідальністю «Харківське агрегатне конструкторське бюро», заступник головного конструктора, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7295-0927>; e-mail: suv-kharkov@ukr.net

Шехов Олександр Володимирович / Shehov Aleksandr – Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», старший викладач кафедри теоретичної механіки, машинознавства і робототехнічних систем, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2312-0155>; e-mail: shav01@ukr.net