Національний університет «Львівська політехніка»

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Васильєва Олена Едуардівна

УДК 621.833.1.001.2

ДИСЕРТАЦІЯ

БАГАТОПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЦИЛІНДРИЧНИХ РЕДУКТОРІВ З УРАХУВАННЯМ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЇХ ВИГОТОВЛЕННЯ ТА НАДІЙНОСТІ

05.02.02 – машинознавство

Подається на здобуття наукового
ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

О.Е.Васильєва

Ідентичність усіх примірників дисертації ***засвідчую:***
Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 35.052.06 *Шоловій Ю.П.*

Науковий консультант **Кузьо Ігор Володимирович**
доктор технічних наук, професор,
заслужений діяч науки і техніки
України

Львів – 2018

АНОТАЦІЯ

Васильєва О.Е. Багатопараметричний синтез конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням особливостей їх виготовлення та надійності.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – «Машинознавство». Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2018.

Дисертаційна робота присвячена подальшому розвитку наукових основ, які пов’язані з розробленням нових ефективних методів багатопараметричного синтезу основних конструктивних елементів циліндричних редукторів, що забезпечують зменшення часу на структурний синтез та параметричну оптимізацію з одночасним розширенням можливостей для розв’язку складних задач і забезпеченням якості та надійності під час експлуатації. В дисертаційній роботі розроблено динамічну математичну модель коливання циліндричної зубчастої передачі з урахуванням якості виготовлення бокової робочої поверхні зубців після зубофрезерування черв’ячними фрезами. Також отримано теоретичні залежності для визначення впливу тертя профілів зубців в зачеплені циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань.

Варто відзначити запропоновану методику прогнозування надійності циліндричних редукторів з використанням методу статистичного моделювання і багатопараметричного синтезу структури та конструктивних елементів циліндричних редукторів на основі оптимізаційних моделей і методу Монте-Карло та програмного забезпечення з використанням середовища C#, що забезпечують достатню точність і швидкість розрахунків. На підставі розроблених методів багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів запропоновано інженерний метод оптимального проектування конструктивних елементів циліндричних редукторів, який забезпечує обґрунтований вибір конструктивних параметрів деталей, параметрів навантаження та

закріплення, а також необхідну міцність, жорсткість, власні частоти коливань і мінімальну масу. Для реалізації даної задачі розроблено алгоритми і програми, що дозволяють синтезувати за певними критеріями конструктивні елементи корпусів редукторів, зубчастих коліс, валів, виконувати обґрунтований вибір підшипників тощо.

Під час виконання дисертаційних досліджень було створено випробувальний стенд із замкненим силовим потоком для дослідження навантажувальної здатності редукторів та коливних процесів на режимах, що відповідають реальним умовам експлуатації. Результати досліджень на випробувальному стенді дали можливість перевірити адекватність математичної та фізичної моделей і визначити навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач з урахуванням коливних процесів. Водночас було запропоновано рекомендації для зменшення маси корпусів і деталей редуктора з одночасним забезпеченням їх міцності та вібростійкості.

Виконані дослідження та отримані результати дали можливість визначити економічну ефективність від впровадження запропонованих заходів багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів в межах України в сумі 17,5 млн грн.

Ключові слова: циліндричний редуктор, корпус редуктора, зубчаста передача, вал, підшипник.

Vasilieva O.E. Multiparameter synthesis of structural elements of cylindrical gearboxes taking into account peculiarities of their manufacturing and reliability.

Thesis for a Doctor of Technical Sciences degree in specialty 05.02.02 – «Machine Science». National University «Lviv Polytechnic», Lviv, 2018.

The dissertation is devoted to the further development of the scientific foundations which are related to the development of new effective methods of multiparameter synthesis of the main structural elements of cylindrical reducers,

which provide a reduction in the time for structural synthesis and parametric optimization with simultaneous expansion of possibilities for solving complex problems and ensuring quality and reliability. during operation. In the dissertation the dynamic mathematical model of oscillation of a cylindrical gear transmission is developed taking into account the quality of manufacturing of lateral working surface of the teeth after worm cutters milling. Also obtained theoretical dependences for determining the effect of friction of the teeth profiles in the affected cylindrical gear transmission on damping of forced oscillations.

It is worth noting the proposed method for predicting the reliability of cylindrical gearboxes using statistical simulation methods and multiparameter synthesis of the structure and structural elements of cylindrical reducers on the basis of optimization models using the Monte Carlo method and software based on the C# medium, which provide sufficient accuracy and speed of calculations. Based on the developed methods of multi-parameter synthesis of structural elements of cylindrical reducers, an engineering method for optimal design of structural elements of cylindrical gears is proposed, which provides a reasonable choice of structural parameters of parts, loading and fastening parameters, as well as the required strength, rigidity, own frequency of oscillations and minimum mass. For realization of this task algorithms and programs were developed, allowing to synthesize according to certain criteria the structural elements of bodies of gears, gear wheels, shafts, to carry out the reasonable choice of bearings, etc.

During the implementation of the dissertation research, a test stand with a closed power flow was created to investigate the load capacity of the gear units and oscillatory processes at the modes that correspond to the actual operating conditions. The results of the research on the test bench gave an opportunity to check the adequacy of mathematical and physical models and to determine the load on the pin of cylindrical gears taking into account oscillatory processes. At the

same time, recommendations were made to reduce the mass of cases and parts of the gear unit while ensuring their strength and vibration resistance.

The performed researches and the obtained results made it possible to determine the economic efficiency of implementation of the proposed measures of multi-parameter synthesis of structural elements of cylindrical reducers within Ukraine in the amount of UAH 17,5 million.

Key words: cylindrical gearbox, gearbox housing, gearbox, shaft, bearing.

Список публікацій здобувача

Стаття у науковометричній базі Scopus:

1. Васильева Е. Э. Оптимизация конструктивных элементов валов редукторов приводов шахтных скребковых конвейеров / Е.Э. Васильева, И.В. Кузьо // ISSN 2071-2227, Науковий вісник НГУ (Scopus), 2014, №3. – С. 37-45.(Розроблена математична модель для оптимізації конструктивних елементів валів редукторів)

Статті у наукових періодичних виданнях інших держав:

2. Гулида Э.Н. Конструкционное и технологическое обеспечение качества изготовления корпусов редукторов общего назначения. / Э.Н. Гулида, Е.Э. Васильева //– Минск: Белорусский национальный технический университет. / Машиностроение. Республиканский межведомственный сборник научных трудов. – Вып. 28. – 2014. – С. 9-18. (Розроблена методологія розрахунку на міцність корпусів редукторів з урахуванням напружено-деформованого стану).

3. Vasilieva E. Optimization of the structural components of gearwheels of cylindrical reducing gears. / E. Vasilieva, I. Kuzio // Econtechmod. An international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modeling processes. – Lublin – Preszow. – 2014, vol.3, №1. – С. 127-133. (Розроблена математична модель і методологія оптимізації конструктивних компонентів циліндричних редукторів).

4. Vasilieva E. Experimental research on the influence of the production quality of tooth operation surfaces of cylindrical gearwheels and torque on a gear oscillation amplitude. / E. Vasilieva, I. Kuzio // Econtechmod. An international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modeling processes. – Lublin – Preszow. – 2014, vol.3, №2. – С.79-87. (Виконано аналіз сучасних методів прогнозування надійності пожежних автомобілів, а в роботах розроблена математична модель для визначення власних і вимушених частот коливань циліндричних зубчастих передач та амплітуди їх коливання на необхідних для аналізу гармоніках).

Статті у наукових фахових виданнях України:

5. Васильєва О.Е. Вплив зовнішніх динамічних навантажень на зношування зубців коліс передачі в процесі експлуатації пожежного устаткування / О.Е. Васильєва // Зб. наук. праць ЛІПБ «Пожежна безпека». – Львів: ЛІПБ, 2002. — №2. — С. 133-135.

6. Васильєва О.Е. Експериментальне дослідження впливу зовнішніх динамічних навантажень на зношування зубців зубчастих передач пожежного устаткування / О.Е. Васильєва, Е.М. Гуліда // Науковий вісник УкрНДІПБ. — Київ: УкрНДІПБ, 2003. – №1(7). – С. 112-117.(Запроектовано та виготовлено випробувальний стенд с замкненим силовим потоком, отримано залежності для дослідження впливу зносостійкості циліндричних зубчастих передач на зовнішні динамічні навантаження).

7. Кузьо І.В.. Залежність коефіцієнту тертя між зубцями коліс передачі від ударних навантажень при перехідних процесах / І.В. Кузьо О.Е. Васильєва // Вісник ДУ «Львівська політехніка» Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні і приладобудуванні. – Львів: ДУ «Львівська політехніка», 2003. – Вип. 427. – С. 77-82. (Отримано залежності для визначення коефіцієнту тертя робочих профілів зубців передач при пусках, зупинках і перемиканнях).

8. Васильєва О.Е. Оптимізація вибору конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастих передач пожежного устаткування / О.Е.

Васильєва, Д.С. Борисов // Зб. наук. праць ЛДУ БЖД «Пожежна безпека». − Львів: ЛДУ БЖД, 2003. − №3. − С. 60-66. (Виконано синтез елементів циліндричних зубчастих передач; отримана математична модель оптимізації циліндричних зубчастих передач коробок відбору потужності пожежних автомобілів).

9. Васильєва О.Е. Динамічні навантаження зубчастих передач приводів пожежного устаткування / О.Е. Васильєва // Зб. наук. праць ЛІПБ «Пожежна безпека». – Львів: ЛІПБ, 2004. — №4. — С. 102-108.

10. Васильєва О.Е. Вплив динамічних навантажень на коефіцієнт тертя між зубцями коліс приводів передач пожежного устаткування при пусках, зупинках, перемиканнях / О.Е. Васильєва, Д.С. Борисов // Зб. наук. праць «Пожежна безпека». – Львів: ЛДУ БЖД , 2004. – №2 (5). – С. 55-61. (Розроблено математичні моделі для визначення власних і вимушених частот коливань циліндричних зубчастих передач).

11. Васильєва О.Е. Підвищення надійності багатофункціональної пожежної техніки / О.Е. Васильєва, Є.Г.Сабіров // Зб. наук. праць ЛІПБ «Пожежна безпека». – Львів: ЛІПБ, 2005. — №7. — С. 73-78. (Рстановлено значення показників надійності зубчастих передач та розроблена математична модель і оптимізаційна програма вибору параметрів зубчастих передач коробки відбору потужності)

12. Васильєва О.Е. Оптимізаційна програма вибору конструктивних та експлуатаційних чинників зубчастих передач коробки відбору потужності АЦ-40(130)63Б / О.Е. Васильєва, А.В.Камінський, О.В.Придатко, О.В.Хлєвной // Зб. наук. праць ЛДУ БЖД «Пожежна безпека». – Львів: ЛДУ БЖД, 2006. — №8. — С. 72-77.(розроблено оптимізаційну математичну модель синтезу основних конструктивних чинників зубчастої передачі КВП та її основі розроблено комп’ютерну програму).

13. Гуліда Е.М. Оптимізація конструктивних елементів циліндричних зубчастих передач в процесі їх проектування / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва // Проблеми якості та довговічності зубчастих передач

редукторів, їх деталей та вузлів. – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. Вип.№ 21. – С. 191-197. (Виконано синтез елементів циліндричних зубчастих передач).

14. Гуліда Е.М. Багатопараметричний синтез елементів валів зубчастих передач / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля . – Луганськ: СНУ ім. Володимира Даля , 2007. — №9(115). – С. 52-58. (Розроблено оптимізаційну математичну модель синтезу основних параметрів вала циліндричного редуктора)

15. Васильєва О.Е. Прогнозування надійності редукторів тягачів з використанням методу статистичного моделювання / О.Е. Васильєва // Зб. наук. праць ЛДУ БЖД «Пожежна безпека». — Львів: ЛДУ БЖД, 2008. — №13. – С. 134-139.

16. Васильєва О.Е. Прогнозування надійності редуктора відбору потужності інженерних автомобілів на базі тягача АТ-Г з використанням методу статичного моделювання / О.Е. Васильєва, Д.О.Чалий // Зб. наук. праць ЛДУ БЖД «Пожежна безпека». – Львів: ЛДУ БЖД, 2008. — №13. — С. 134-139. (Розроблено метод прогнозування надійності циліндричних редукторів (коробок відбору потужності) на базі АТ-Г з використанням методу статистичного моделювання).

17. Гуліда Е.М. Прогнозування надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання. / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва // Проблеми якості та довговічності зубчастих передач редукторів, їх деталей та вузлів. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. Вип.№ 28. – С. 38-45. (Отримано залежності для визначення показників надійності редукторів, розроблено метод прогнозування надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання).

18. Васильєва О.Е. Похибка передаточного числа зубчастої передачі, яка зумовлена процесом зубонарізання коліс черв’ячними фрезами./ О.Е. Васильєва. // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у

машинобудуванні та приладобудуванні: Вісник НУ «Львівська політехніка». – Львів, 2009. – № 642. – С. 25-32.

19. Васильєва О. Е. Динамічна та математична моделі для циліндричних зубчастих передач з урахуванням дії навантажень / О.Е. Васильєва // Механіка, енергетика, екологія: зб.наук.пр. // Науковий вісник Севастопольського Національного технічного. університету. – Севастополь: СевНТУ, 2010. – Вип. № 110. – С. 79-85.

20. Васильєва О.Е. Багатопараметричний синтез конструктивних елементів корпусів циліндричних редукторів / О.Е. Васильєва // Науковий вісник Харківського Національного технічного університету «Проблеми механічного привода». – Харків: НТУ «ХПІ», 2010. – Вип.№27. – С. 38-45.

21. Васильєва О.Е. Напрями підвищення надійності та ефективності застосування модернізованої багатофункціональної пожежної техніки / О.Е. Васильєва, І.В.Паснак // Зб. наук. праць ЛДУ БЖД «Пожежна безпека». – Львів: ЛДУ БЖД, 2010. — №16. — С. 64-71. (Розроблено математичні моделі для визначення показників надійності редукторів багатофункціональної пожежної техніки).

22. Васильєва О.Е. Дослідження коливних процесів зубчастої передачі на випробувальному стенді із замкненим силовим контуром / О.Е. Васильєва, Е.М.// Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов // Науковий вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ» , 2011. – №28. – С. 23-33.(Розроблено методику дослідження коливних процесів зубчастої передачі на випробувальному стенді та виконано математичну обробку отриманих результатів)

23. Васильєва О.Е. Визначення розмірів конструктивних елементів корпусів редукторів приводів підйомно-транспортного устаткування в залежності від їх напружено-деформованого стану. / О.Е. Васильєва // Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка». – № 4. – Одеса: ОНПУ, 2013. – С. 143-152.

24. Васильєва О.Е. Аналіз сучасних методів прогнозування надійності пожежних автомобілів з метою удосконалення процесу їх технічного обслуговування./ О.Е. Васильєва, В.В. Палканинець. // Науковий вісник Національного лісотехнічного університету. – Львів: НЛТУ України, 2013. – Вип. № 23.15. – С. 119-126. (Розроблено математичні моделі для визначення показників надійності та параметрів масштабу та форми пожежних автомобілів для удосконалення процесу технічного обслуговування).

25. Гуліда Е. М. Підвищення надійності пожежного відцентрового насосу ПН-40УВ/ Е. М. Гуліда, І. В. Паснак, О.Е. Васильєва. // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». - Вінниця: ВНАУ, 2017. – Вип. 4(87). – С. 48-53. (Отримано залежності для визначення показників надійності відцентрового насосу пожежних автомобілів та загального машинобудування).

Публікації у матеріалах міжнародних наукових конференцій:

26. Васильєва О.Е. Вплив динамічних навантажень зубчастих передач на їх межу витривалості / О.Е. Васильєва, І.В. Кузьо // 5-ий Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2002. – С.77-78.

27. Васильєва О.Е. Оптимізація елементів зубчастих передач редукторів. / О.Е. Васильєва // 8-й Міжнародний симпозіум українських інженерів - механіків. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2007. – С. 80-81.

28. Васильєва О.Е. Методи оцінки надійності пожежних автомобілів. / О.Е. Васильєва, С.П. Назарчук // Природничі науки та їх застосування в діяльності служби цивільного захисту. - Міжнародна науково-практична конференція Черкаської академії пожежної безпеки ім. Героїв Чорнобиля. – Черкаси: ЧАПБ ім. Героїв Чорнобиля, 2006. – С. 5-8. (Розроблено метод оцінки надійності пожежних автомобілів).

29. Васильєва О. Е. Оптимізаційна математична модель синтезу конструктивних елементів циліндричних зубчастих передач / О. Е. Васильєва

//Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Надійність і довговічність механізмів, конструкцій та біомеханічних систем». - Севастополь., 2007. - С. 282-287.

30. Васильєва О.Е. Оптимізація конструктивних елементів циліндричних зубчастих передач коробок відбору потужності пожежних автомобілів у процесі їх проектування. / О.Е.Васильєва. // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Пожежна безпека - 2007». – Черкаси: АПБ ім, Героїв Чорнобиля, 2007. – С. 433-435.

31. Васильєва О.Е. Математичне моделювання ймовірного викривлення осі вала пожежного відцентрового насоса в екстремальних умовах навантаження./ Штангрет Б.С. Назарчук С.П.// 7-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2005. – С. 217-219. (Розроблена математична модель для визначення викривлення осі вала пожежного відцентрового насоса при зміні навантажень).

32. Васильєва О.Е. Вплив тертя профілів зубців в зачепленні циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань / О.Е. Васильєва, Е.М. Гуліда. // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Динаміка, надійність і довговічність механічних і біомеханічних систем та елементів їхніх конструкцій». – Севастополь: СевНТУ, 2008. – С. 122-132. (Розроблено математичну модель дослідження впливу сил тертя профілів зубців в зачепленні циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань).

33. Васильєва О.Е. Синтез конструктивних елементів корпусів циліндричної зубчастої передачі / О. Е. Васильєва // 9-ий Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2009. – С. 156-158.

34. Васильєва О.Е. Оптимізація конструктивних елементів зубчастих передач коробок відбору потужно пожежних автомобілів в процесі їх проектування. / О.Е.Васильєва , І.В.Паснак // Всеукраїнська науково-

практична конференція «Об’єднання теорії та практики – запорука підвищення боєздатності оперативно-рятувальних підрозділів», 2013. – С. 129-131. (Розроблена математична оптимізаційна модель для синтезу конструктивних елементів зубчастих передач та виконано дослідження з отриманням конструктивних елементів передачі).

35. Васильєва О.Е. Багатопараметричний синтез основних елементів конструкцій зубчастих коліс циліндричних редукторів. 12-й Міжнародний симпозіум інженерів-механіків. Львів: НУ «Львівська політехніка», 2015. – С. 64-65.

Патенти України:

36. Васильєва О.Е. Патент на корисну модель №68094 «Стенд із замкненим силовим потоком для випробування редукторів» / О.Е. Васильєва – винахідник та власник патенту // Дата реєстрації 12.03.2012. – К.: ДСІВ України.

37. Васильєва О.Е. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 63803. «Комп’ютерна програма для багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусу редуктора» / О.Е. Васильєва – заявник та власник свідоцтва. // Дата реєстрації 28.01.2016. – К.: ДСІВ України.

38. Васильєва О.Е. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 64243 «Комп’ютерна програма для визначення конструктивних елементів валів редукторів» / О.Е. Васильєва – заявник та власник свідоцтва. // Дата реєстрації 26.02.2016. – К.: ДСІВ України.

39. Васильєва О.Е. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 63928 «Комп’ютерна програма для багатопараметричного синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс» / О.Е. Васильєва – заявник та власник свідоцтва. // Дата реєстрації 05.02.2016. – К.: ДСІВ України.

ЗМІСТ

Анотації, список публікацій здобувача ……..2

Вступ (актуальність теми, зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами, мета і задачі досліджень, об'єкт дослідження, предмет і методи дослідження, наукова новизна одержаних результатів, практичне значення одержаних результатів, особистий внесок здобувача, апробація результатів роботи, публікації, структура та обсяг роботи) …….……..……17

1. Сучасний стан проблеми в галузі оптимального проектування редукторів з урахуванням синтезу їх конструктивних елементів.....26

1.1. Основні типи редукторів з циліндричними зубчастими передачами та методики їх проектування……26

1.2. Сучасний стан в галузі оптимального проектування і синтезу машинобудівних конструкцій…….……38

1.3. Існуючі методи моделювання динамічних процесів, які відбуваються в редукторах в процесі експлуатації …….……43

1.4. Надійність редукторів з урахуванням синтезу їх конструктивних елементів…….……...…57

1.5. Висновки, мета та задачі дослідження……...…74

2. Вплив особливостей виготовлення циліндричних зубчастих передач редукторів на внутрішні динамічні навантаження…….....78

2.1. Похибка передаточного числа зубчастої передачі, яка обумовлена процесом зубонарізання коліс черв'ячними фрезами……78

2.2. Динамічна та математична моделі для циліндричних зубчастих передач з урахуванням дії навантажень……..89

2.3. Вплив тертя профілів зубців в зачеплені циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань……..……100

2.4. Методика експериментальних досліджень для перевірки результатів теоретичних досліджень на фізичній моделі……113

2.5. Перевірка адекватності математичної та фізичної моделей…..…129

2.6. Визначення навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач з урахуванням коливних процесів……...…135

2.7. Висновки……..…….……..141

3. Забезпечення надійності циліндричних редукторів в процесі синтезу їх конструктивних елементів на основі оптимального проектування…….……...143

3.1. Вихідні положення……143

3.2. Вибір та обґрунтування показників надійності……...…143

3.3. Метод статистичного моделювання показників надійності циліндричних редукторів та методологія їх визначення…….……...147

3.4. Вплив конструктивно-технологічних параметрів деталей на надійність редуктора і можливість модифікації складових елементів……..154

3.5. Висновки……165

4. Багатопараметричний синтез конструктивних елементів корпусів редукторів з використанням дискретного програмування…..168

4.1. Вихідні положення……168

4.2. Критерії оптимізації основних конструктивних елементів корпусу……168

4.3. Визначення розмірів конструктивних параметрів корпусу в залежності від його напружено-деформованого стану……172

4.4. Математична модель синтезу конструктивних параметрів корпусу……..……...……187

4.5. Блок-схема алгоритму математичної моделі синтезу конструктивних параметрів корпусу……188

4.6. Приклади синтезу конструктивних параметрів корпусу та порівняльний аналіз з існуючими конструкціями……196

4.7. Висновки…….……208

5. Пошук раціональних конструктивних параметрів зубчастих коліс на основі оптимізаційного математичного моделювання....210

5.1. Вихідні положення……210

5.2. Обґрунтування критеріїв оптимізації основних конструктивних елементів зубчастих коліс……..……..……..……..….211

5.3. Визначення геометричних конструктивних параметрів зубчастих коліс в залежності від їх напружено-деформованого стану та модифікації……..……213

5.4. Особливості розроблення математичної моделі синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс…….……..……..222

5.5. Блок-схема алгоритму математичної моделі синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс……...……..224

5.6. Приклади синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс та порівняльний аналіз з існуючими конструкціями……..……..231

5.7. Висновки…….235

6. Вплив напружено-деформованого стану вала редуктора на синтез його конструктивних елементів……...…….…….237

6.1. Вихідні положення…….237

6.2. Вибір та обґрунтування критерія оптимізації основних конструктивних елементів валів……...……..238

6.3. Математична постановка задачі оптимізації.....247

6.4. Алгоритмічна модель синтезу конструктивних елементів валів …….……..250

6.5. Приклад синтезу конструктивних елементів валів та порівняльний аналіз з існуючими конструкціями…….……256

6.6. Висновки……...……..257

Висновки……..……258

Список використаних джерел……..……263

Додаток А – Лістинги програми аналізу коливальних процесів…….300

Додаток Б – Лістинги програми синтезу конструктивних елементів корпусу «Корпус»……..……...…..326

Додаток В – Лістинги програми синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс «Зубчаста передача»……..…….....354

Додаток Д – Лістинги програми синтезу конструктивних елементів валів «Вал»……..…….370

Додаток Е – Акти впровадження……...…….382

Додаток Ж – Економічна ефективність впровадження результатів дослідження……..390

ВСТУП

Пришвидшення темпів науково-технічного прогресу, як вирішального чинника підвищення ефективності виробництва, є головною умовою інтенсифікації сучасної машинобудівельної промисловості України. Однією з основних проблем сучасного машинобудування є обґрунтований вибір на підставі результатів теоретичних і експериментальних досліджень в галузі оптимального проектування раціональної структури та відповідних для цієї структури параметрів складових конструктивних елементів машинобудівних конструкцій. Машинобудівна промисловість виготовляє значну номенклатуру нових конструкцій різних устаткувань, машин, механізмів і приладів, які в більшості випадків споряджають різними типами редукторів. Конкурентноздатність цих конструкцій та високі техніко-економічні показники, а також надійність і довговічність в значній мірі залежать від раціонально запроектованої конструкції редуктора. Тому питанням багатопараметричного структурного синтезу та параметричній оптимізації машинобудівних конструкцій, в тому числі і редукторів, присвячена значна кількість наукових робіт. Фундаментальні дослідження в цій галузі належать І.І. Артоболевському, А.В. Бейку, М.Д. Генкіну, Я.Т. Кіницькому, Б.І. Кіндрацькому, А.Ф. Кіріченко, В.О. Малащенко, П.Л. Носко, В.Т. Павлище, В.П. Шишову та багатьом іншим.

Актуальність теми. У сучасних конструкціях різних устаткувань, машин, механізмів і приладів для передачі руху від приводу до робочого органу використовують передачі зачепленням із паралельними осями та осями, які перетинаються або перехрещуються. Найбільше поширення отримали циліндричні зубчасті передачі різних редукторів з паралельними осями, удосконалення конструктивних елементів яких можливе за рахунок оптимального вибору в процесі проектування раціональної структури та відповідних для цієї структури параметрів основних конструктивних елементів.

Результати аналізу методів багатопараметричного синтезу конструктивних параметрів складових елементів циліндричних редукторів показали, що на цей час теорія оптимального проектування інтенсивно розвивається, але ще немає достатньо обґрунтованих розрахункових методів з мінімальною витратою часу на пошук раціональної конструкції, які б дозволяли розв'язувати практичні задачі з отриманням оптимальної конструкції мінімальної маси та з урахуванням її достатньої надійності в процесі експлуатації. Також використання найбільш удосконаленого програмного забезпечення високого рівня CATIA (компанія Dessault Systems) та Unigraphics (компанія Unigraphics Solutions) не дають можливості отримати оптимальний варіант будь-якої конструкції внаслідок використання тільки типових методів оптимізації. Тобто існуючі методи і алгоритмічні моделі для розв'язку задач синтезу конструктивних параметрів складових елементів циліндричних редукторів мають обмежений характер використання. Крім цього, існуючи методи дозволяють лише наближено враховувати внутрішні динамічні навантаження, які обумовлені особливостями виготовлення конструктивних елементів, не дозволяють обґрунтовано визначати основні конструктивні параметри корпусу редуктора, оптимізувати конструктивні параметри зубчастих передач, враховувати напружено-деформований стан валів особливо при виникненні коливних процесів.

Тому розроблення нових ефективних методів багатопараметричного синтезу конструктивних параметрів складових конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням особливостей їх виготовлення, які забезпечують зменшення часу на синтез та оптимізацію конструктивних параметрів з одночасним забезпеченням якості, надійності, зменшенням маси запроектованої конструкції та її довговічності з урахуванням заданих критеріїв, а також з одночасним розширенням можливостей для розв'язку різних подібних задач, є актуальною і надзвичайно важливою проблемою сучасності.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась згідно з тематичним планом науково-дослідних робіт кафедри теоретичної механіки Національного університету «Львівська політехніка» – «Статика та динаміка пружно-пластичних систем» і пов’язана з науково-технічною темою «Дослідження статики та динаміки складних механічних систем при проектуванні і експлуатації великогабаритного обладнання»(№ д.р. 0101U000882) (*проведено аналіз і визначена похибка передаточного числа зубчастої передачі, яка обумовлена процесом зубонарізання коліс черв’ячними фрезами; розроблено теоретичні основи для визначення впливу тертя профілів зубців в зачеплені циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань*), а також кафедри механіки та автоматизації машинобудування «Створення високоефективних енергоощадних резонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливних мас» (№ д/р 0108U000378) (*розроблено методологію та встановлено вплив конструкції циліндричного редуктора на його надійність; розроблено оптимізаційні математичні моделі синтезу конструктивних елементів зубчастих передач, алгоритми і програми багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів*).

Тема дисертації повністю узгоджується з науковим напрямом кафедри механіки та автоматизації машинобудування НУ «Львівська політехніка» «Розробка наукових основ проектування вібраційних машин для автоматизованих виробництв» (№ д/р 0107U004846). Вона також безпосередньо пов’язана з державними науково-технічними програмами: «Підвищення надійності та довговічності машин та конструкцій» (Програма Кабінету Міністрів «Україна – 2010», проект 4 – «Технологічне та технічне оновлення виробництва»); державною цільовою науково - технічною та соціальною програмою «Наука в університетах» на 2008 – 2017 роки (Державний замовник: Міністерство освіти і науки України, Постанова Кабінету Міністрів України від 19.09.2007 № 1155).

Мета та задачі дослідження. Метою роботи є розроблення наукових основ багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням особливостей їх виготовлення і надійності при експлуатації, що забезпечує високу ефективність пошуку раціональних конструктивно-технологічних параметрів деталей в процесі оптимального проектування з використанням інформаційних технологій.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Розроблення математичних моделей для дослідження впливу якості виготовлення бокових робочих поверхонь зубців коліс циліндричної передачі на внутрішні динамічні навантаження на підставі результатів теоретичних досліджень дійсного профілю робочих поверхонь зубців і відповідно похибки передаточного числа передачі по лінії зачеплення
2. Дослідження впливу тертя профілів зубців в зачеплені циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань.
3. Розроблення методу прогнозування надійності циліндричних редукторів з використанням методу статистичного моделювання.
4. Створення методу багатопараметричного синтезу конструктивних параметрів корпусів циліндричних редукторів на основі дослідження їх напружено-деформованого стану.
5. Удосконалення методу пошуку раціональних конструктивних параметрів зубчатих коліс циліндричних редукторів шляхом дослідження їх впливу на динамічні навантаження.
6. Побудова оптимізаційної математичної моделі синтезу конструктивних параметрів вала редуктора з урахуванням його конструктивних особливостей.
7. Здійснення структурної оптимізації циліндричних редукторів з використанням системного підходу та оптимізаційних математичних моделей виходячи з умов їх службового призначення.
8. Створення інженерного методу багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів на основі дискретного програмування.
9. Виконання експериментальних досліджень для перевірки на адекватність математичної та фізичної моделей динамічних процесів.

Об'єкт дослідження – процеси та методологія багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів.

Предмет дослідження – методи та математичні моделі багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів за заданими параметрами, які забезпечують їх якість і надійність в процесі експлуатації з одночасним розширенням можливостей для розв'язку різних подібних задач.

Методи дослідження – теоретичні дослідження базувалися на основних положеннях теорії пружності з використанням методу диференціального числення, теорії збереження енергії, основних положеннях опору матеріалів, деталей машин, аналітичної геометрії та механіки. Результати теоретичних досліджень отримано з точністю, допустимою для інженерних розрахунків і підтверджені результатами експериментальних досліджень.

Розв'язування задач оптимального проектування конструктивних елементів циліндричних редукторів виконувалося з використанням методу Монте-Карло на ПЕОМ. Експериментальні дослідження проводилися на спеціально розробленому стенді із замкненим силовим потоком, який дозволяв досліджувати зубчасті передачі редуктора на міцність і зносостійкість. При цьому використовувалися сучасні реєструючі та вимірювальні прилади, методи математичної статистики, в тому числі і трендові моделі, методи оптимального планування експерименту та тензометрування. Розрахунки виконано з використанням ПЕОМ та пакетів прикладних програм.

Наукова новизна отриманих результатів. Наукова новизна полягає у вирішенні важливої науково-технічної проблеми розробки теоретичних основ, методів та моделей багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів. При цьому отримано такі наукові результати:

вперше розроблено:

– динамічну математичну модель коливання циліндричної зубчастої передачі з урахуванням якості виготовлення бокової робочої поверхні зубців

після зубофрезерування черв’ячними фрезами;

– отримано теоретичні залежності для визначення впливу тертя профілів зубців в зачеплені циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань;

– методологію прогнозування надійності циліндричних редукторів з використанням методу статистичного моделювання;

– методи багатопараметричного синтезу структури та конструктивних елементів редукторів на основі оптимізаційних моделей з використанням для розв’язку методу Монте-Карло і пакету прикладних програм, які забезпечують достатню точність і швидкість розрахунків;

удосконалено:

– залежності для визначення похибок передаточного числа зубчастої передачі;

– залежності для визначення впливу технологічних і конструкційних чинників на надійність редуктора і можливість модифікації конструктивних елементів;

– вибір критеріїв оптимізації основних конструктивних елементів зубчастих передач;

отримали подальший розвиток:

– принципи побудови оптимізаційних математичних моделей оптимального проектування машинобудівних конструкцій;

– залежності для визначення розмірів конструктивних елементів корпусу редуктора в залежності від його напружено-деформованого стану.

Практичне значення отриманих результатів. На підставі розроблених методів багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів запропоновано інженерний метод оптимального проектування конструктивних елементів циліндричних редукторів, який забезпечує зменшення часу на синтез та оптимізацію

конструктивних параметрів з одночасним забезпеченням якості, надійності, зменшенням маси запроектованої конструкції та її довговічності з урахуванням заданих критеріїв, а також з одночасним розширенням можливостей для розв'язку різних подібних задач. Для реалізації цього методу розроблено алгоритми і програми, які дозволяють синтезувати за певними критеріями конструктивні параметри корпусів редукторів, зубчастих коліс, валів, виконувати обґрунтований вибір підшипників, шпонкових і різьбових з'єднань.

Створено випробувальний стенд із замкненим силовим потоком для дослідження навантажувальної здатності редуктора та коливних процесів на режимах, які відповідають реальним умовам експлуатації. Розроблено рекомендації для зменшення маси корпусів і деталей редуктора, забезпечення їх міцності та вібростійкості.

Метод багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів впроваджено на ВАТ «Український інститут автобусо-тролейбусобудування» (м. Львів), синтез конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням коливань та надійності з комплектом комп'ютерних програм – на ПрАТ «Калинінський машинобудівний завод» (м. Калинівка, Вінницька область). Крім цього, результати наукових досліджень стосовно багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів на ТОВ РМЗ «Обрій» (м. Тернопіль). Також результати дисертаційного дослідження впроваджено в навчальний процес Національного університету «Львівська політехніка» на кафедрі «Технічна механіка та динаміка машин» для виконання курсових проектів та Львівського державного університету безпеки життєдіяльності при формуванні трьох дисциплін: «Прикладна механіка», «Методологія і організація наукових досліджень» та «Основи теорії надійності і техногенний ризик».

Особистий внесок здобувача. Всі наукові положення, розробки і результати, що виносяться на захист, отримані здобувачем самостійно та

відносяться до галузі машинознавства. У працях, опублікованих здобувачем у співавторстві, наведено конкретний внесок: розроблено метод визначення зовнішніх динамічних навантажень [124]; встановлено залежність для визначення коефіцієнта тертя між зубцями коліс [125]; розроблено оптимізаційну модель вибору конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастих передач пожежного устаткування [126]; встановлена залежність між динамічним навантаженням та коефіцієнтом тертя між зубцями коліс [128]; розроблена математична модель для оптимізації конструктивних елементів циліндричних зубчастих передач [130, 190]; розроблена математична модель по впливу сил тертя профілів зубців в зачепленні циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань [158]; виконано синтез елементів циліндричних зубчастих передач [132, 134]; отримана математична модель оптимізації циліндричних зубчастих передач коробок відбору потужності пожежних автомобілів [135].

Встановлено значення показників надійності зубчастих передач [136] та розроблена математична модель і оптимізаційна програма вибору параметрів зубчастих передач коробки відбору потужності [140]. Розроблено математичні моделі для визначення власних і вимушених частот коливань циліндричних зубчастих передач [191]. Розроблена методика дослідження коливних процесів зубчастої передачі на випробувальному стенді та виконана математична обробка отриманих результатів [143, 188]. В роботах [167, 203] виконано аналіз сучасних методів прогнозування надійності пожежних автомобілів, а в роботах [206, 209] розроблена математична модель для визначення власних і вимушених частот коливань циліндричних зубчастих передач та амплітуди їх коливання на необхідних для аналізу гармоніках.

В роботі [186] розроблена методологія розрахунку на міцність корпусів редукторів з урахуванням напружено-деформованого стану, а в роботах [187, 201] розроблена математична модель і методологія оптимізації конструктивних компонентів циліндричних редукторів. Розроблена

математична модель для оптимізації конструктивних елементів валів редукторів [189, 200]. Встановлена залежність межі витривалості зубчастої передачі від дії динамічних навантажень [196].

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на: семінарах кафедр теоретичної механіки та механіки і автоматизації машинобудування Національного університету «Львівська політехніка» (2002 – 2017 роках); 5-му, 7-му, 8-му, 9-му, 10-му та 12-му Міжнародних симпозіумах українських інженерів-механіків у Львові у 2002, 2005, 2007, 2009, 2011 та 2015 роках; Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми якості та довговічності зубчастих передач редукторів,їх деталей та вузлів» у м. Харкові у 2003, 2007, 2009, 2010 роках; Міжнародній науково-технічній конференції «Науковий потенціал світу – 2004» у м. Дніпропетровську у 2004 р.; Міжнародній науково-технічній конференції «Динаміка, надійність і довговічність механізмів, конструкцій та біомеханічних систем та елементів їх конструкцій» у м. Севастополі у 2008, 2010 роках; II Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми машинознавства» у м. Луганську у 2007 р.; 2-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Пожежна безпека-2006» у м. Черкаси у 2006 р.; 3-ій Міжнародній науково-практичній конференції «Пожежна безпека-2007» у м. Черкаси у 2007 р.

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 25 наукових статтях, з яких 3 в закордонних виданнях і 1, що входить в науковометричну базу Scopus, 21 наукова стаття у виданнях, які входять до переліку ДАК України, 10 тезах доповідей науково-технічних конференцій, 1 патенті на корисну модель і 3 свідоцтвах на твір (комп’ютерні програми).

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, шести розділів, висновків та 6 додатків на 71 сторінці. Загальний обсяг роботи – 395 сторінок. Основний зміст викладено на 298 сторінках і містить 76 рисунків, 9 таблиць, список використаних джерел із 308 назв.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ В ГАЛУЗІ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ РЕДУКТОРІВ З УРАХУВАННЯМ СИНТЕЗУ ЇХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

1.1. Основні типи редукторів з циліндричними зубчастими передачами та методики їх проектування

На сучасному етапі як на Україні, так і в інших країнах світу, промисловість випускає значну кількість різноманітних типів редукторів. Більшість типових конструкцій редукторів була розроблена в 60…80 роках минулого століття. Але ці конструкції виготовлялися за спрощеними технологіями і, як наслідок, мають технічні характеристики, які не відповідають високим сучасним вимогам до надійності та довговічності. Тому наприкінці минулого століття багато спеціалізованих підприємств почало впроваджувати модернізацію існуючих конструкцій редукторів з метою підвищення їх надійності, довговічності, навантажувальної здатності та зменшення шуму в процесі експлуатації. За експлуатаційними властивостями модернізовані редуктори не поступаються закордонним, а за вартістю в 2…3 рази дешевше, наприклад, редукторів фірм FLENDER, SEWEURODRIVE, NORD та інших [121]. Тому наші споживачі використовують в більшості випадків модернізовані редуктори на заміну колишніх серійних та закордонних. Виходячи з наведеної інформації розглянемо основні типи циліндричних та конічно-циліндричних редукторів, основною складовою яких є циліндричні зубчасті передачі, які проектуються за однією методикою, крім конічної зубчастої передачі. Ці редуктори знайшли найбільше розповсюдження в машинобудівних конструкціях (до 86% [121]). Також розглянемо існуючі методики їх проектування.

1.1.1. Основні типи редукторів з циліндричними зубчастими передачами. За конструкцією найпростішими є одноступінчасті редуктори,

які складаються з однієї зубчастої пари і двох валів. Одноступінчасті циліндричні редуктори мають паралельні вали, які можуть бути розміщені в горизонтальній або вертикальній площинах. Передаточне число одноступінчастих циліндричних редукторів $u \leq 8$, а зубчасті колеса можуть бути прямо- і косозубими або шевронними. Щоб отримати значне передаточне число, слід застосовувати дво- і триступінчасті редуктори. Триступінчасті редуктори переважно використовують для забезпечення передаточних чисел u = 60…250 [113, 205, 258, 273]. Типова конструкція одноступінчастого редуктора типу ЦУ зображена на рис. 1.1.

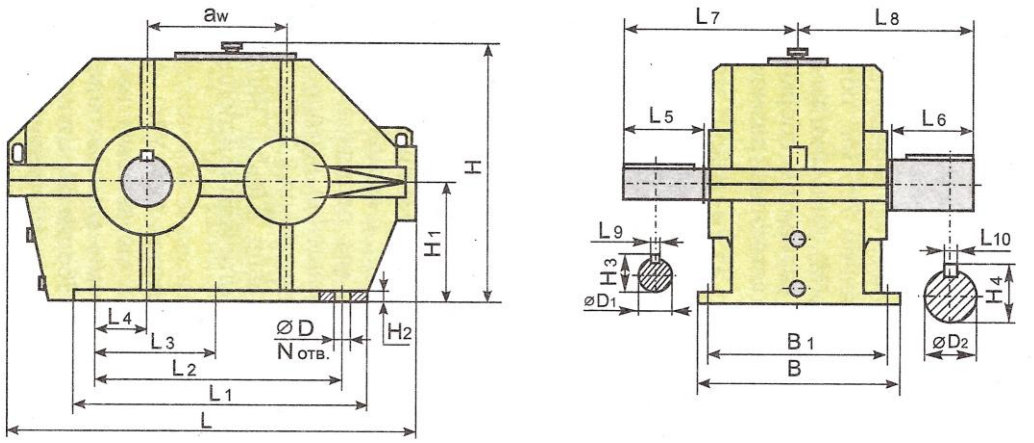


Рис. 1.1 Одноступінчастий горизонтальний редуктор типу ЦУ

Циліндричні одноступінчасті горизонтальні редуктори типу ЦУ реалізують передаточні числа в межах 2,0…6,3 при обертальних моментах на тихохідному валу 250…4000 Н·м. Під час експлуатації редуктори типу ЦУ допускають короткочасні перевантаження при пусках і зупинках, які в 2,2 рази перевищують номінальні при умові, що число циклів появи перевантажень не перевищує 10^5 протягом усього строку служби редуктора. Під час роботи редукторів у реверсивному режимі номінальні обертальні моменти на тихохідному валу треба зменшувати на 30% [122, 205].

Циліндричні двоступінчасті редуктори типу Ц2У забезпечують передаточні числа у мажах 8…40 і обертальні моменти на тихохідному валу 250…4000 Н·м.

Редуктори типу Ц2У можуть мати конструктивну форму, яка зображена на рис. 1.2.

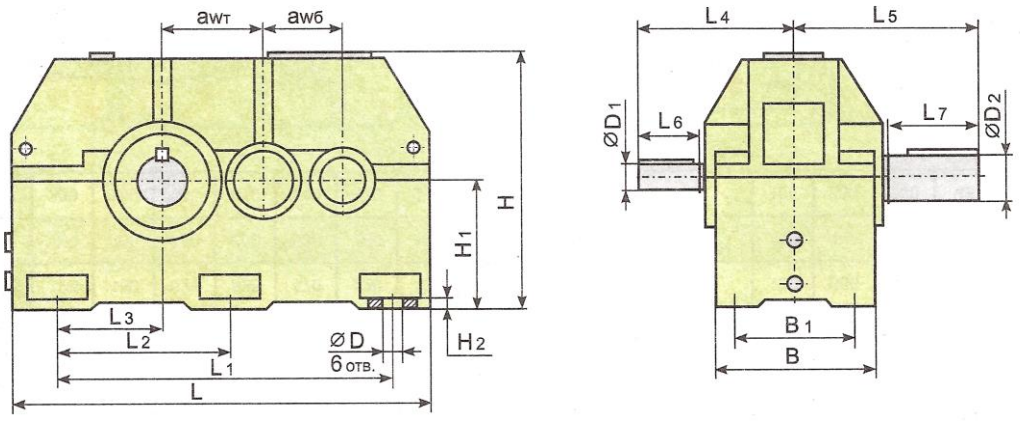


Рис. 1.2 Редуктор типу Ц2У

Редуктори типу Ц2У також допускають короткочасні перевантаження при пусках і зупинках, які можуть в 2,2 рази перевищувати номінальні при умові, що число циклів появи перевантажень не перевищуватиме 10^5 протягом усього строку служби редуктора. Під час роботи редукторів у реверсивному режимі номінальні обертальні моменти на тихохідному валу треба зменшувати на 30% [122, 205].

Циліндричні триступінчасті редуктори типу Ц3У мають передаточні числа у межах 45…200, а номінальний обертальний момент на тихохідному валу 1000…4000 Н·м. Конструктивна форма триступінчастого редуктора зображена на рис. 1.3.

Триступінчасті редуктори мають такі ж властивості, як і двоступінчасті. Майже подібну конструктивну форму мають і вертикальні редуктори. На рис. 1.4 зображена конструктивна форма вертикального кранового триступінчастого редуктора типу В-400М [1].

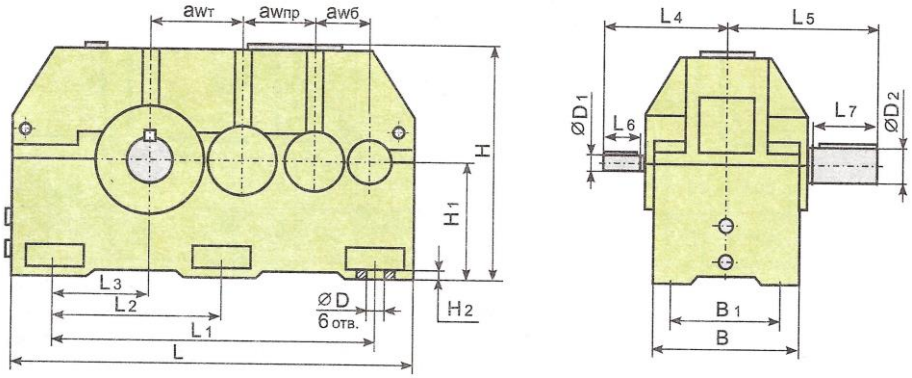


Рис. 1.3 Редуктор типу ЦЗУ

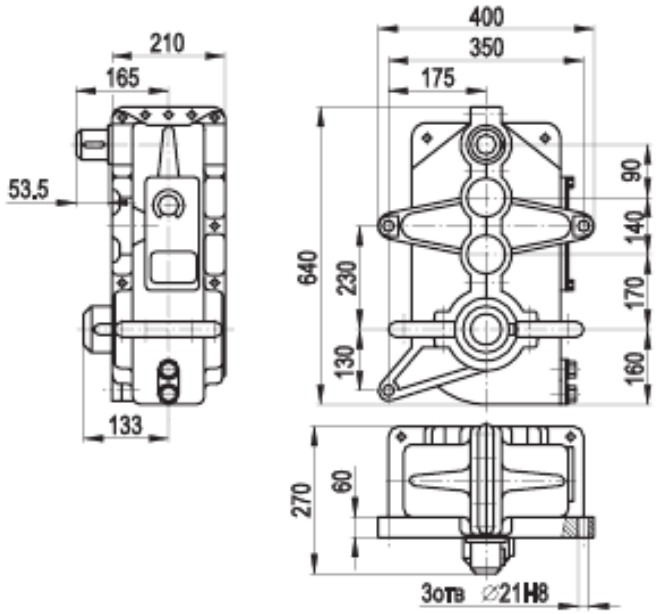


Рис. 1.4. Редуктора типу В-400М

Передаточне число такого редуктора може знаходитися в межах від 18 до 50, а номінальний момент на вихідному валу 420 Н·м. Допускається короткочасні перевантаження по обертовому моменту на вихідному валу в залежності від режиму роботи від 565 до 1850 Н·м.

Конічно-циліндричні редуктори виготовляють дво- і триступінчастими. Перша ступінь включає конічну зубчасту передачу, а друга або третя – циліндричні зубчасті передачі. На рис. 1.5 зображена конструктивна форма двоступінчастого редуктора типу КЦ-1М. Передаточне число редукторів такого типу може знаходитися в межах від

6,3 до 28, а номінальний момент на вихідному валу від 460 Н·м до 11500 Н·м [121].

Аналогічна конструкція двоступінчастих конічно-циліндричних редукторів випускається італійською фірмою SITI [122]. Ці редуктори включають велику гаму типорозмірів, а саме від типу ВН-63 з обертальним моментом на вихідному валу 450 Н·м до типу ВН-200 з T_B = 14000 Н·м. Передаточні числа цього типу редукторів можуть знаходитися в межах від 7,75 до 188.

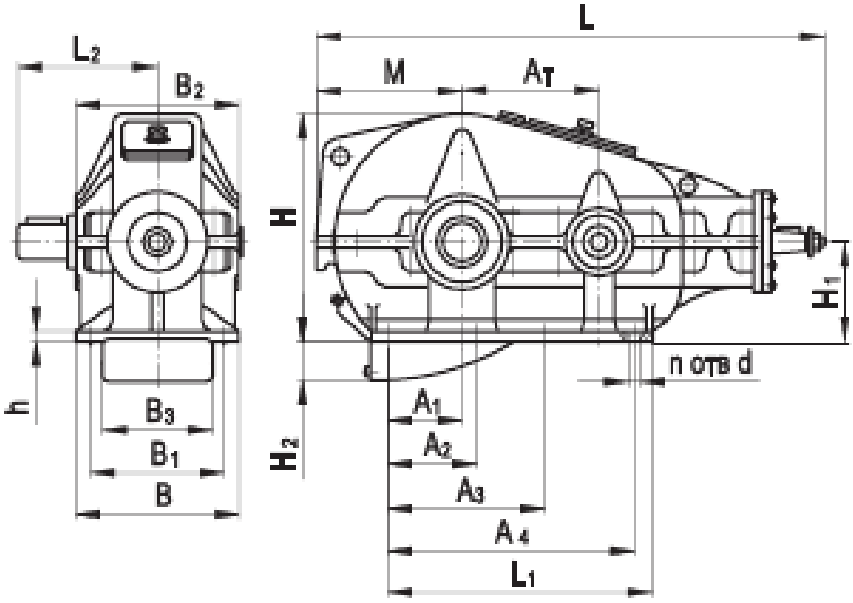


Рис. 1.5. Редуктор типу КЦ-1М

На рис. 1.6 зображена можлива модифікація виготовлення редукторів типу ВН.

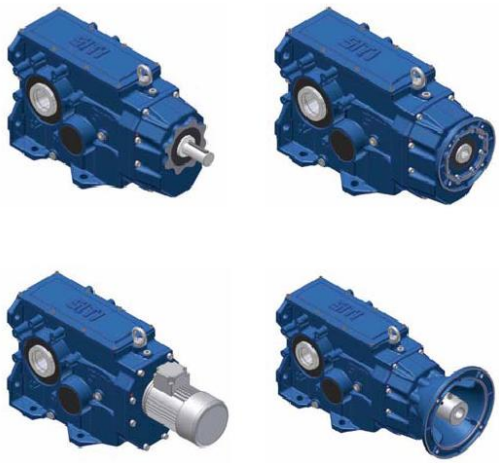


Рис. 1.6. Конструктивні модифікації редукторів типу ВН фірми SITI

Також циліндричні зубчасті передачі використовують при виготовлені, наприклад, мотор-редукторів планетарних зубчастих (Київський редукторний завод) [107]. Ці мотор-редуктори включають велику гаму типорозмірів, а саме від типу 3МП-31,5 з обертальним моментом на вихідному валу 115 Н·м до типу 4МП-63 з T_B = 1800 Н·м. Передаточні числа цього типу редукторів можуть знаходитися в межах від 6,3 до 408. На рис. 1.7 зображена конструктивна форма мотор-редуктора типу 1МЦ2С-100Н, який дозволяє передавати потужність від 1,5 кВт до 4 кВт з передаточним числом 16,2…25,7 і обертальним моментом на вихідному валу в межах від 422 до 553 Н·м.

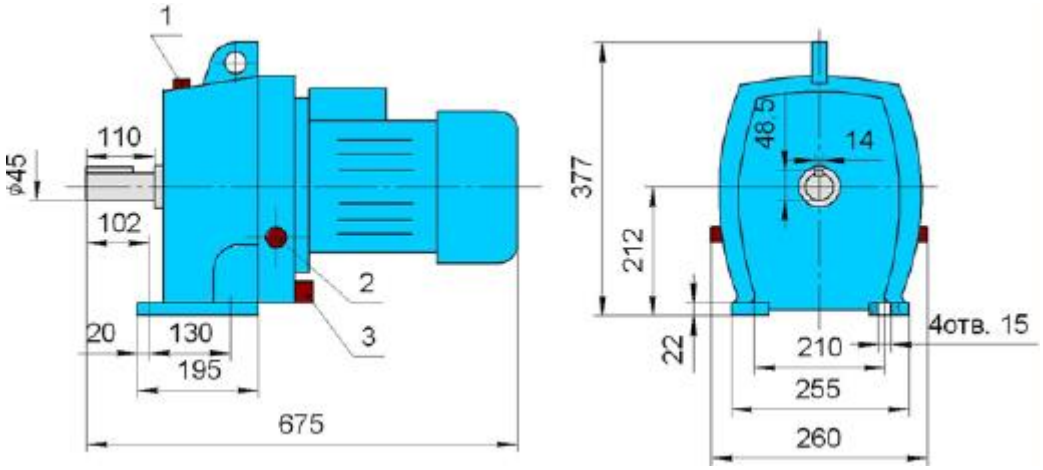


Рис. 1.7. Мотор-редуктор 1МЦ2С-100Н: 1 – пробка заливного отвору; 2 – пробка контрольного отвору; 3 – пробка зливного отвору

Аналізуючи конструктивні особливості редукторів можна зауважити, що їх основними деталями є: корпус з кришкою або тільки корпус, вали, зубчасті передачі, шпонкові з’єднання, підшипники, кришки та різьбові з’єднання. Конструктивні параметри кожного елемента приймають на підставі забезпечення міцності, жорсткості та певної довговічності роботи. Тому розглянемо існуючі методики проектування складових елементів редукторів.

1.1.2. Методики проектування циліндричних редукторів. Основним складовим елементом циліндричного редуктора є зубчаста передача, з якої і

починають проектування. Від значення силових параметрів, які виникають в процесі передачі обертального моменту зубчастою передачею, виконують розрахунок валів на міцність і жорсткість, визначають конструктивні параметри шпонкових з'єднань та виконують вибір підшипників, а також з урахуванням міжосьової відстані визначають конструктивні параметри корпуса. Розглянемо в цій послідовності всі існуючі методики проектування.

Методика розрахунку циліндричних евольвентних зубчастих передач зовнішнього зачеплення. Вихідними параметрами для проектування циліндричних евольвентних зубчастих передач зовнішнього зачеплення є: потужність на вихідному валу P_2 та його кутова швидкість ω_2 або частота обертання n_2, передаточне число u, режим навантаження, можливі короткочасні перевантаження в порівнянні із номінальним та строк служби передачі h. Методика розрахунку здійснюється згідно із ГОСТ 21354-87 [71].

Розрахунок починається з визначення силових та кінематичних параметрів, а саме потужності на ведучому валу з урахуванням коефіцієнтів корисної дії всіх елементів, які впливають на втрату потужності. Після цього визначають кутову швидкість або частоту обертання, а також обертальний момент на ведучому валу та максимальний обертальний момент при короткочасному перенавантажені.

Наступним етапом виконують проектний розрахунок зубчастої передачі. Для цього вибирають матеріал зубчастих коліс, вид їх термічної обробки та визначають допустимі та граничні напруження на контактну втому і міцність на втому і міцність при згині з урахуванням числа циклів навантажень зубчастих коліс за строк служби і режиму навантаження. Отримані дані є основою для визначення міжосьової відстані a_w, кількості зубців коліс, модуля, основних параметрів передачі, колових швидкостей та колових зусиль у зачеплені зубчастих коліс.

Після цього переходять до перевірки активних поверхонь зубців на контактну втому і міцність, до перевірки зубців на втому і міцність при згині. При умові забезпечення значень відповідних допустимих напружень

виконують розрахунок всіх конструктивних параметрів зубчастої передачі та визначають всі складові сили у зачеплені зубців, які є основою для розрахунку валів і шпонкових з'єднань та вибору підшипників.

Розглянувши методику розрахунку циліндричних евольвентних зубчастих передач зовнішнього зачеплення можна констатувати, що основним критерієм вибору основних конструктивних параметрів зубчастої передачі є допустимі напруження. Крім цього, на міцність зубчастих передач в процесі експлуатації впливають внутрішні та зовнішні динамічні навантаження, які при розрахунках враховують за допомогою відповідних коефіцієнтів K_{Hv}, K_{Fv}, K_A. Якщо врахування внутрішніх динамічних навантажень в процесі розрахунку зубчастих передач в ГОСТ 21354-87 наведено більш обґрунтовано, то зовнішні динамічні навантаження, які враховують при розрахунках зубчастих передач на міцність коефіцієнтом K_A, встановити точно практично неможливо, що пояснюється орієнтовним вибором його значень. Відомо, що на динамічні навантаження зубчастої передачі в першу чергу впливають коливні процеси особливо в період пуску або при зупинці, тобто при перехідних процесах, а це питання в методиці розрахунку не розглядається. Також в методиці не розглядаються питання надійності зубчастої передачі та як вона впливає на розмір конструктивних параметрів передачі. Крім цього, в методиці не розглядають питання визначення оптимальних конструктивних габаритних параметрів вінця, маточини, диска або спиць, які з'єднує вінець і маточину, а також не розглядають питання оптимізації маси зубчастого колеса.

Методика розрахунку валів. Згідно із методикою процес розрахунку та проектування валів виконують в три етапи [114, 139, 189]: 1) проектний розрахунок вала; 2) розроблення конструкції вала; 3) перевірний розрахунок вала.

Проектний розрахунок вала полягає у визначені найменшого діаметра вала у характерних перерізах за умови міцності на кручення для вибраного матеріалу з урахуванням службового призначення та умов роботи.

Розроблення конструкції вала починається з визначення осьових розмірів деталей, які розміщують на валу. В першу чергу визначають довжини шпонок під маточини, півмуфти, підшипників тощо з одночасним встановленням діаметрів шиїк. Після цього розробляють кінематичну схему передачі обертового моменту з ведучого вала на ведений, на якій зображають всі діючі зусилля. На підставі цієї схеми визначають реакції опор і будують епюри згинальних моментів в площинах дії згинальних сил і обертових моментів з визначенням значень максимальних згинальних моментів.

Перевірний розрахунок вала на статичну міцність і втому, жорсткість та на запобігання поперечних коливань виконують в наступній послідовності. Крім цього, в залежності від частоти обертання n вали поділяють на швидкохідні та тихохідні (n < 300 хв$^{-1}$). Для швидкохідних валів критерієм міцності є втомне руйнування, а для тихохідних – статична міцність. Вали, які мають значні відстані між опорами у порівнянні з їх діаметром, можуть бути недостатньо жорсткими у поперечному напрямі, що може спричинити порушення якості зачеплення зубчастих коліс, заклинювання опор, зменшення кінематичної точності передачі або недопустимі поперечні коливання валів.

Розрахунок вала на *статичну міцність* виконують за значеннями максимальних еквівалентних напружень, які повинні бути не вище допустимих.

Розрахунок вала передачі на *втомну міцність* виконують за рахунок перевірки коефіцієнта запасу міцності s в небезпечних перерізах валів за умови [139, 143, 189]

$$s \geq [s] > 2{,}5 .$$

Значення коефіцієнту запасу міцності визначають за залежністю

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} ,$$

де s_σ, s_τ – коефіцієнти запасу міцності відповідно за нормальними та дотичними напруженнями.

Довгі вали, які розраховані на статичну або втомну міцність, не завжди забезпечують нормальну роботу машини. Під дією навантажень вони в процесі роботи деформуються, тобто прогинаються під дією сил на величину $\boldsymbol{y}$, що призводить до розміщення площини поперечного перерізу під кутом $\boldsymbol{\theta}$. Крім цього, вали під дією обертових моментів можуть закручуватися на деякий кут $\boldsymbol{\varphi}$. Це у свою чергу спричиняє перекоси зубців зубчастих коліс у зачеплені, заклинювання підшипників, зменшення точності високоточних ділильних механізмів при закручуванні валів тощо. Для визначення чинників y, θ та φ використовують основні залежності з опору матеріалів.

Умови достатньої *жорсткості валів* в процесі виникнення їх прогину та закручування можна записати так

$$y \le [y]; \quad \theta \le [\theta]; \quad \varphi \le [\varphi],$$

де $[y]$ – допустимий прогин; $[\theta]$ – допустимий кут нахилу перерізів; $[\varphi]$ – допустимий кут закручування вала.

Розрахунок вала передачі для запобігання *поперечних коливань* виконують за рахунок перевірки умови відсутності резонансу під час усталеного режиму роботи. Відповідно до цієї умови кутова швидкість ω обертання вала не повинна знаходитися в межах від 0,7 до 1,3 від критичної кутової швидкості $\omega_{\text{кр}}$.

Аналізуючи методику розрахунку валів, можна зауважити, що основним критерієм вибору основних конструктивних параметрів є допустимі напруження, допустима жорсткість та значення критичної кутової швидкості. Крім цього, в методиці не розглядають питання визначення оптимальних конструктивних осьових і діаметральних габаритних параметрів вала, а також не розглядають питання надійності та оптимізації його маси. Аналогічні питання виникають при виборі шпонкових з’єднань.

Методика вибору конструктивних параметрів корпуса. Корпуса редукторів в більшості випадків виготовляють з чавунного литва, а корпуса тяжко навантажених – зі сталевого литва.

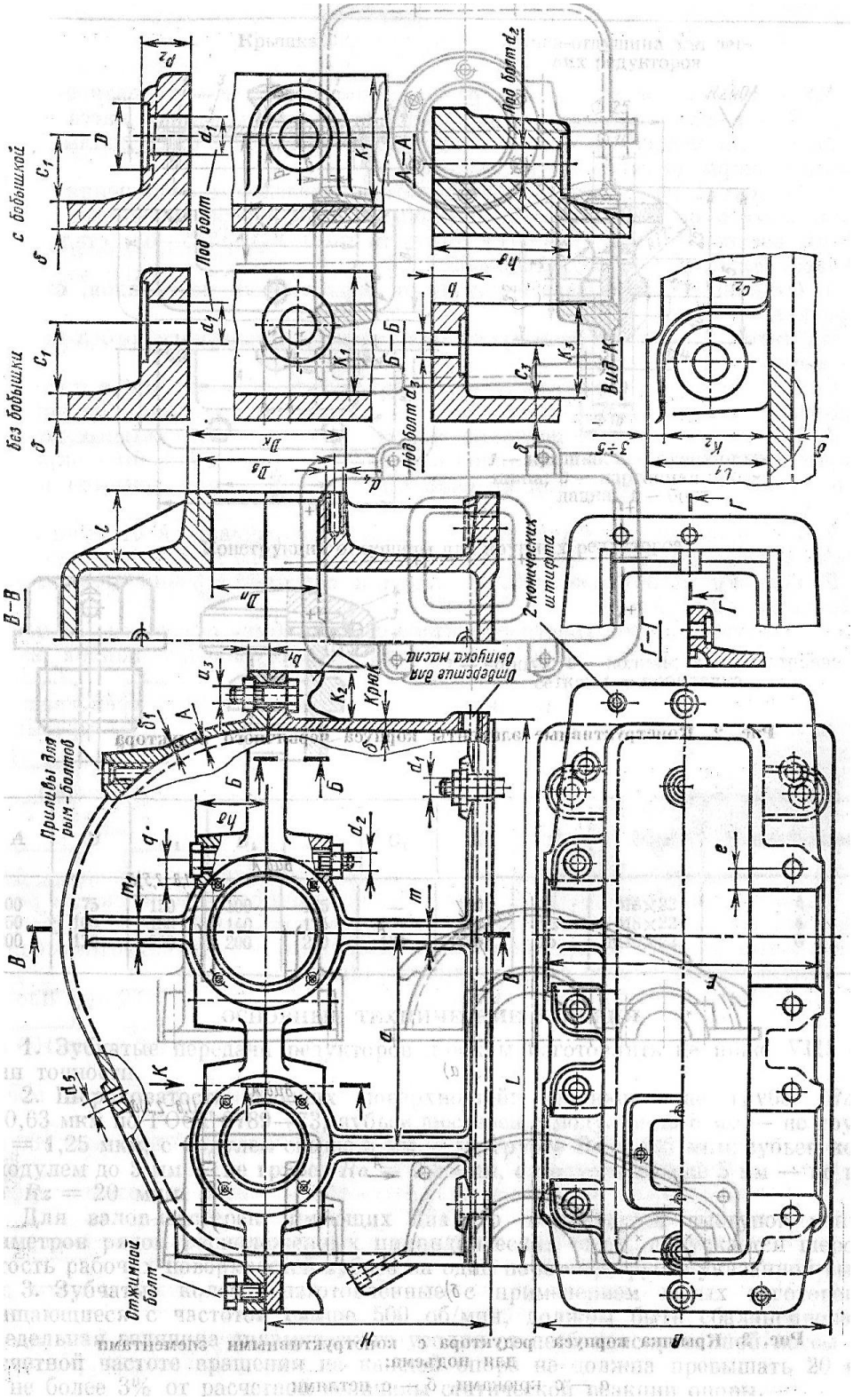


Рис. 1.8. Конструктивні елементи кришки і корпуса циліндричного редуктора

В умовах одиничного виробництва корпуса дуже часто виготовляють зварними з листової сталі. Товщина стінок зварних корпусів приблизно на 20…30% менша чавунних [6]. На рис. 1.8 зображено литий корпус і кришка одноступінчастого циліндричного редуктора. Розміри основних елементів корпуса та кришки рекомендують приймати в залежності від міжосьової відстані a_w зубчастої передачі та товщини стінок корпусу δ і кришки δ_1 [6]. Наприклад, (рис. 1.8) $\delta = 0{,}025a_w + 1$; $\delta_1 = 0{,}02a_w + 1$, але при умові, що δ і $\delta_1 \geq$ 6 мм; $b = 1{,}5\ \delta$; $b_1 = 1{,}5\ \delta_1$ і т. д.

Аналізуючи вибір конструктивних елементів корпуса та кришки можна зробити висновок, що такий вибір рекомендують на підставі багаторічного досвіду конструювання та експлуатації редукторів. Теоретичного обґрунтування на основі напружено-деформованого стану корпуса для синтезу його конструктивних елементів в практиці редукторобудування не існує. Цей висновок також можна віднести і до болтових з’єднань як між корпусом і кришкою, так і до вибору діаметрів фундаментних болтів. Наприклад, діаметр фундаментних болтів рекомендують приймати за умови d_1 = (0,3…0,036) a_w + 12, мм; діаметр болтів для з’єднання кришки з корпусом у підшипників – d_2 = (0,7…0,75) d_1, а для з’єднання кришки з корпусом – d_3 = (0,5…0,6) d_1.

Методика вибору підшипників. Вибір підшипників кочення виконують за статичною та динамічною вантажностями. В цьому випадку якщо підшипник сприймає навантаження в нерухомому стані або його кільце, що обертається, має частоту обертання не більше 1 хв$^{-1}$, то підшипник вибирають за статичною вантажністю без перевірки його на довговічність. В усіх інших випадках підшипник вибирають за статичною вантажністю та перевіряють за динамічною вантажністю, тобто на виникнення втомного руйнування робочих поверхонь кілець і тіл кочення [260]. Аналізуючи методику вибору підшипників можна зробити висновок, що вона теоретично обґрунтована і її можна використовувати в процесі багатопараметричного синтезу конструктивних елементів редуктора.

1.2. Сучасний стан в галузі оптимального проектування і синтезу машинобудівних конструкцій

Перші результати досліджень з питань оптимального проектування машинобудівних конструкцій були опубліковані на початку XX століття. В роботі [279] був запропонований метод прямого проектування для зменшення маси стержнів в різних конструкціях ферм, які виготовляють з матеріалів з обмеженою міцністю. Для удосконалення цього методу було запропоновано розглядати також статично невизначені системи [284] без розв'язування систем рівнянь, а шляхом тільки вибору найбільш раціонального варіанту з їх великої кількості. Безумовно, ці роботи не мали достатнього теоретичного обґрунтування, але вони дозволили більш досконало використовувати процес оптимального проектування конструкцій.

В другій половині XX століття почали використовувати методи лінійного програмування для розв'язку задач в процесі проектування рамних конструкцій. Прикладом використання такого методу наведено в роботі [268] для розв'язування задач, які пов'язані з проектуванням конструкцій. Крім цього, методи лінійного програмування почали використовувати для визначення умов оптимальності конструктивного рішення. Наприклад, ці умови для пружних систем заданої маси та максимальної жорсткості наведені в роботах [259, 305].

Стосовно використання методів математичного програмування для розв'язування систем нелінійних рівнянь або нерівностей за допомогою комп'ютерного проектування пружних конструкцій під дією навантаження вперше сформулював L. Schmit в роботі [295]. Розроблені в цій роботі положення використовують і по цей час.

В роботах [2, 3, 8, 9, 12, 225, 226, 283, 292] наведено огляд результатів досліджень в галузі чисельних та аналітичних методів проектування. Результати цих робіт на той час недостатньо використовувалися на практиці, але вони були з точки зору проектування конструкцій фундаментальними. Ці

роботи дозволили навіть на теоретичному рівні пояснити границі використання залежностей для визначення розмірів конструктивних елементів в процесі оптимального проектування. Всі ці роботи сприяли розвитку такої проблеми як структурна оптимізація конструкції. На підставі розв'язування цієї проблеми з'явилися роботи, які показали можливість об'єднання методів математичного програмування з чисельними методами розв'язування задач. Почали розробляти алгоритми математичного програмування у вигляді імітаційних моделей, які будувалися на градієнтних методах [13, 225, 232, 233, 235, 247, 261, 269, 286], що показало значну ефективність використання методу множників на основі модифікованої функції Лагранжа. Це дозволило визначати геометричні розміри балок, товщину оболонок тощо, а конструкцію проектувати за умови забезпечення допустимих напружень, жорсткості, стійкості та частот коливання. Використання таких методів дозволило впровадити їх в процес проектування складних цивільних і військових об'єктів. За допомогою цих методів виконувався головним чином синтез конструктивних чинників на невідомих на той час для широкого кола інженерних працівників методів математичного програмування, що було значним перетином його впровадження в конструкторську практику. Цей бар'єр був подоланий лише після того, як був запропонований більш удосконалений метод в альтернативу градієнтним методам [15, 17, 288, 289]. Він полягав у введені критерія оптимальності в процесі синтезу конструктивних рішень. Розроблений метод дуже швидко удосконалювався [254, 271, 272, 287, 302], що до кінця 70-х років XX століття привело до різних підходів в процесі синтезу оптимальних конструктивних рішень. До цих підходів відносять прямі і непрямі методи синтезу, а саме: 1) прямі методи – *кроковий* метод, в якому використовують ітераціонну залежність з поступовою зміною проектного рішення [14, 256, 257, 263, 281, 191, 197, 209]; метод *крутого спуску* [103, 242, 243, 244, 246, 248, 264, 282, 296]; метод *проекції градієнта* з аналізом чутливості. Поняття чутливість вперше використовувалося в теорії

автоматичного керування [210, 227], а пізніше в механіці; 2) непрямі методи – відрізняться від прямих тим, що для отримання результату необхідно розв’язувати системи нелінійних рівнянь, які отримують за умовою критерія оптимальності Куна-Таккера [145] для поставленої задачі проектування з використанням для їх розв’язку чисельних методів за допомогою ітераційної процедури за рекурентною залежністю для кожної змінної проектного рішення [164, 169, 170].

З метою удосконалення непрямих методів синтезу були розроблені готові програмні продукти у вигляді пакетів прикладних оптимізаційних програм: ACCESS [262], NASTRAN [208], ASOP [267], EAL [306], PARS [267], SAVES [265], SPAR [207], STARS [250], TSO [278], PASCO [297] та інші, а також відомі багатьом користувачам нашої країни та широко впроваджені для роботи на ПЕОМ пакети прикладних програм MatLab, COSMOS, COMPAS, ПРОЧНОСТЬ та багато інших, які дозволяють швидко і якісно виконувати аналіз конструктивних рішень та виконувати проектування конструкцій.

Розглядаючи наведені програмні продукти можна зауважити, що пакети прикладних програм мають обмежений характер. Це пояснюється тим, що в них подані лише типові математичні методи оптимізації, а це в значній мірі обмежує їхні можливості та ставить перед користувачем проблеми для оцінки отриманих результатів. Крім цього, в більшості випадків відсутні складові частини отримання інформація про градієнт (чутливість) та методи її отримання.

Сучасна практика розроблення конструкції передбачає послідовне розв’язування задач структурного та параметричного синтезів на основі математичних моделей з оцінкою та визначенням раціональної структури і параметрів конструкції [266, 275, 276, 298].

В цьому напрямку необхідно відзначити результати досліджень, які опубліковано в роботах [102, 105, 116, 124, 152, 156, 157, 166, 184, 209]. Аналіз результатів цих робіт показує, що їх метою було розроблення методу

синтезу машинобудівних конструкцій з використанням скінченно-елементних алгоритмів, які забезпечують пришвидшення процесу пошуку раціональних параметрів деталей та вузлів машин і механізмів з використанням детермінованих і стохастичних моделей для розв'язку задач оптимального проектування та автоматизації конструкторських розрахунків. Для реалізації поставленої мети автори наведених робіт (більш детально це розглянуто в роботі [154]) розв'язували такі задачі: *дослідження* розв'язування задач на умовний екстремум за допомогою метода Лагранжа з різними видами функції мети та обмежень та одночасним вибором функціонала Лагранжа [102, 161, 174, 178]; *дослідження* та розроблення методів розв'язування задач на умовну оптимізацію на підставі пошуку параметрів мети за мінімальним відхиленням їх від базових; *розроблення* математичних моделей для різних типів кінцевих елементів конструкції та методів виконання матричних і векторних перетворень для забезпечення процедури аналізу та оптимізації з метою синтезу машинобудівельних конструкцій при різних видах навантаження [140, 141, 172, 176, 186, 209]; *розроблення* алгоритмів розв'язування задач синтезу оптимальних параметрів для детермінованих і стохастичних моделей [144, 146, 169, 171, 180, 212, 213]; *дослідження* особливостей моделювання плоских і просторових конструкцій з розробленням інженерних методів параметричного синтезу для ітераційного пошуку конструктивних параметрів [148, 150, 151, 157, 162, 179, 182, 185].

Розв'язання наведених задач дозволило розробити інженерні методи *параметричного скінченно-елементного синтезу* раціональних машинобудівних конструкцій, а також реалізувати їх у вигляді алгоритмів і програм у виробництво. Безумовно, виконана робота заслуговує значної уваги, тому що вона внесла значний вклад в подальший розвиток багатопараметричного синтезу машинобудівних конструкцій в процесі їх конструкторської розробки. Але більш детальний аналіз наведених робіт, в тому числі [154] показав, що отримані результати дозволяють обґрунтовано

виконувати лише синтез геометричних форм і параметрів конструктивного елемента. При цьому необхідно розробляти рівняння для розв’язку поставлених задач з використанням основних положень теорії матриць. Такий підхід до багатопараметричного синтезу, на наш погляд, є до деякої міри ускладненим.

Подальшим удосконаленням структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій були результати виконаних та опублікованих робіт [60, 61, 66, 67, 104, 115, 149, 280], в яких наведена загальна класифікація багатокритеріальних задач у залежності від вигляду дії різних критеріїв, принципи пошуку області зміни критеріїв та їх нормування, а також загальний підхід до пошуку оптимального розв’язку таких задач. Крім цього, розглянуто структурний синтез і оптимізація машинобудівних конструкцій. В процесі синтезу машинобудівної конструкції використовувалися відомі, в деяких випадках удосконалені цілком зрозумілі залежності для визначення чинників, які пов’язані з основними показниками службового призначення конструкції та відповідними критеріями і обмеженнями. На підставі базової конструкції та відповідних математичних моделей формуються альтернативні парето-оптимальні варіанти конструкції і вибирається найкращий варіант, який підлягає кінцевому розробленню конструктивних елементів з використанням основних положень опору матеріалів, деталей машин тощо. Безумовно, такий підхід заслуговує уваги і може використовуватися в інженерній практиці в процесі розроблення машинобудівної конструкції. Але в деяких випадках вибір найкращої конструкції залежить від суб’єктивних поглядів конструктора. Крім цього, в процесі визначення раціональної конструкції необхідно виконувати значну кількість розрахунків з використанням різних пакетів прикладних програм, що значно зменшує можливість всебічного використання розглянутих методів в практиці конструювання машинобудівних конструкцій.

На сьогоднішній день багато науково-дослідних установ та машинобудівних підприємств розробляють повнофункціональні системи

автоматизованого проектування (САПР), які спрямовані на методи автоматизованого проектування машинобудівельних конструкцій [95, 137, 277, 299]. Найбільш удосконалими САПР високого рівня є CATIA (компанія Dessault Systems) та Unigraphics (компанія Unigraphics Solutions). Перша система дозволяє проектувати вироби та вести технологічну підготовку виробництва з рекомендаціями для планування виробничих ресурсів, а друга – для проектування великих збірних конструкцій та підготовки планування виробничих ресурсів і системи керування виробництвом. Крім цього, розроблено ще багато різних системних продуктів для виконання конструкторських і технологічних розробок та автоматизованого проектування програм для верстатів з ЧПК.

Загальним недоліком наведених програмних продуктів є те, що вони побудовані на типових методах оптимізації і не можуть бути використані для проектування конкретних різноманітних машинобудівних конструкцій.

1.3. Сучасні методи моделювання динамічних процесів, які відбуваються в редукторах в процесі експлуатації

Одним з основних конструктивним елементом любого редуктора є зубчаста передача. Значна питома вага за кількістю випуску зубчастих передач припадає на спеціалізовані підприємства такі, наприклад, як ВАТ «Київський верстатобудівний концерн «Веркон», ВАТ «Редукторний завод» м. Київ, компанія «GlobalProm» (Украина, м. Харків), ВАТ «Одеський завод радіально-свердлильних верстатів», ВАТ «Вінницький завод тракторних агрегатів» та інші. За даними цих підприємств кінцевою операцією оброблення зубців коліс 8-ої і 9-ої ступенів точності у 90% всієї номенклатури є зубофрезерування черв’ячною фрезою і тільки у 10% кінцевою операцією оброблення зубців коліс 7-го ступеня точності є зубошевінгування [4, 121, 134, 135, 218, 220]. Після операції зубофрезерування черв’ячною фрезою бокова робоча поверхня зубців коліс

внаслідок перервності процесу зубоутворення (черв'ячна фреза має певну кількість робочих гребінок – зубців) має не теоретичну евольвенту, а ломану лінію, яка за формою наближається до евольвенти [76, 223]. В цьому випадку на боковій робочій поверхні зубців утворюються гребінці (виступи) і западини (точки дотику ломаних ліній до евольвенти). В процесі передачі обертового моменту по лінії зачеплення виникає коливання передаточного числа передачі за рахунок контакту гребінців або западин робочих поверхонь зубців, тобто виникає похибка передаточного числа передачі, яка може призвести до вимушених коливань зубчастої передачі [294].

Ударні динамічні навантаження виникають внаслідок розімкнення зубців ведучого та веденого коліс передачі. Розімкнення зубців спостерігається у таких випадках: внаслідок похибок при виготовлені та складанні зубчастих коліс в передачу, приведена похибка яких призводить до значних динамічних навантажень; при наявності похибки кроку зачеплення у тому випадку, коли величина похибки перевищує величину деформації зубців; при реверсуванні передачі та наявності бокового зазору між зубцями; при різкому гальмуванні ведучої ланки передачі, між зубцями коліс якої також є зазор; при пусках механізму [285, 293].

Перші два випадки (**внутрішні динамічні навантаження**) є загальними і практично можуть мати місце в будь якій зубчастій передачі незалежно від її призначення. Динамічні навантаження, які виникають внаслідок приведеної похибки зачеплення по лінії дії, призводять до розімкнення зубців лише в тому випадку, коли власна частота коливань системи менше частоти вимушених коливань [41, 94, 129, 136, 224]. Похибка кроку зачеплення не відповідає вимогам безперервності функції (умовам Дирихле) і є одним з основних джерел виникнення ударних навантажень. Удар характеризується зміною швидкостей взаємодіючих тіл за дуже малий час (порядку 0,001...0,1 с) [120, 128]. Питання впливу кроку зачеплення на величину та характер ударних навантажень розглянуто в роботах [1, 5, 147, 193, 200].

Суттєвий вплив на частоту та характер розмикання зубців має величина обертального моменту. Зі зменшенням нормального зусилля на активних поверхнях зубців імовірність розімкнення зубців зростає [222].

Проектування зубчастих передач з урахуванням впливу динамічних, в тому числі і ударних, навантажень є дуже складною задачею [274]. Складність полягає в тому, що на величину та характер зміни динамічних навантажень впливає значна кількість чинників. Тому в існуючих методиках розрахунку пропонується брати до уваги коефіцієнти, які впливають на величину та характер зміни навантаження. Наприклад, пропонується [193] визначати питому колову динамічну силу стосовно прямозубих коліс.

Залежно від різниці кроків ведучого та веденого коліс зубчастої передачі динамічні навантаження диференціюють з урахуванням меншої або більшої величини, ніж деформація зубців [1, 5, 65, 101]. При різниці кроків зачеплення ведучого та веденого коліс зубчастої передачі менше, ніж деформація системи, характер неспряження зубців (серединний або кромковий удар) буде визначатися співвідношенням кроків. Якщо різниця кроків перевищує деформацію системи, то характер неспряження зубців може суттєво змінитися. В цьому випадку характер неспряження зубців буде визначатися жорсткістю валів і моментами інерції зубчастих коліс, приводу, валів і рухомих мас виконавчого механізму, який приводиться в рух зубчастою передачею.

При розмиканні зубців коліс передачі система розпадається ніби на дві двомасові самостійні системи з приведеними моментами інерції та жорсткостями. В цьому випадку при передачі обертального моменту виникають **зовнішні динамічні навантаження**. Встановлено [214, 215, 216, 219, 221, 222, 228, 238], що ведуче та ведене колеса після розмикання будуть коливатися з різними частотами і амплітудами. Тому характер удару буде визначатися взаємним розміщенням зубців у момент їх спряження, тобто тривалістю періоду розмикання зубців. У зв′язку з тим, що характер вільних коливань зубчастих коліс підпорядковується синусоїдальному закону з

різними частотами та амплітудами [1], виділяють два випадки удару зубців. Перший – вектори максимальних амплітуд швидкостей, які обумовлені гармонічними коливаннями коліс, мають протилежний напрямок, тобто зазор між спряженими профілями ніби збільшується; другий – вектори максимальних амплітуд швидкостей мають зустрічні напрями, тобто зазор між спряженими профілями зубців зменшується. Таким чином, величина ударного імпульсу залежить від напрямлення векторів кутових швидкостей спряжених зубчастих коліс у момент удару, їх величини та величини швидкості зближення профілів зубців, яка обумовлюється гальмівним моментом веденої ланки зубчастої передачі. В першому випадку величина ударного імпульсу зменшується, в другому – зростає [1, 222]. Найбільш небезпечним є той випадок, коли в момент удару кутові швидкості та пришвидшення мають найбільше значення.

Перші дослідження в галузі динаміки зубчастих передач редукторів з’явились в роботах таких вчених як А.І.Петрусевич [194, 195] і зарубіжних – Г. Ниман та Г. Реттиг [153]. Динамічні процеси в зубчастих колесах передачі по причинам їх виникнення та характеру протікання можуть бути розподілені на три групи:

1. Дотик профілів зубців в процесі переспряження з урахуванням пружних деформацій зубців, пружних деформацій тіл зубчастих коліс та їх опор, а також неточностей виготовлення і монтажу зубчастого вінця – так звана внутрішня динаміка передачі.

2. Взаємодія профілів зубців, яка викликана коливним станом пружної системи до якої входить зубчаста передача – це динаміка системи.

3. Взаємодія профілів зубців, яка викликана нерівномірністю навантаження або нерівномірним режимом роботи двигуна – це зовнішня динаміка.

Існуючі методики дослідження динамічних процесів зубчастих передач редукторів в більшості стосуються передач з евольвентою системою зачеплення. В роботі [230] автор пропонує замінити зубчасту пару шестерня

–колесо (відповідно моменти інерції I_1 та I_2) еквівалентною динамічною системою з моментом інерції

$$I = I_1 = i^2 I_2,$$

де i – передаточне відношення.

В цьому випадку жорсткістю зубців нехтують, тому що вона вважається значно більшою у порівнянні з жорсткістю з'єднань зубчастих коліс з іншими деталями редуктора. Аналізуючи рух еквівалентної динамічної моделі, автор робить висновок, що зубчасту передачу можна замінити еквівалентною динамічною системою, яка являє собою рух маси на пружині під дією сили. Силою вважається питома сила, яка відповідає коловому зусиллю, яке притискає масу m крізь пружину c до абсолютно жорсткої поверхні. Під час роботи зубчастої передачі можуть брати участь в зачепленні як одна так і дві пари зубців, тоді на схемі з'являється ще одна пружинка. Динамічне навантаження розраховується при серединному контакті з урахуванням та без урахування кромочної жорсткості, при кромочному контакті в різних умовах, а саме, коли різниця основних кроків менша від деформації зубців та коли ця різниця є більшою від деформації зубців. Недоліком роботи є те, що автор не наводить джерела збудника динамічних навантажень.

В роботі [58] розглянуто коливання зубчастих передач, в тому числі високошвидкісних зубчастих пар, перебірних та планетарних редукторів. Для кожної з цих груп наведені динамічні математичні моделі у вигляді диференціальних рівнянь, з вказівкою про дослідження їх з використанням ЕОМ та наведенням конкретних прикладів обчислення вимушених і власних частот коливання зубчастої передачі. Також наведено параметри динамічних моделей та демпфуючі сили. Крім цього, розглянуто методи зменшення віброактивності зубчастих передач за рахунок зменшення рівня збуджуючих сил, віброізоляції та віддаленням від резонансних режимів роботи. З

теоретичної точки зору розглянута робота представлена на належному рівні, а з точки зору представлення інженерної методики для визначення впливу динамічних процесів на зміну сил і обертових моментів робота має недоліки, тому що ці питання не розглядаються.

В роботі [188] розглянуті дослідження щодо кінематики і динаміки зачеплення: наведена картина пульсації кута обгону коліс у випадку перекосу та непаралельності валів. В результаті аналізу роботи передачі був зроблений висновок, що при додатньому куті обгону відбувається серединний удар, а при від'ємному – торцьовий. Для визначення сили удару в роботі використовується формула, яка була запропонована А.І. Петрусевичем для евольвентних коліс

$$U = LV_u\sqrt{mc},$$

де L – коефіцієнт, який враховує двохпарне зачеплення в момент удару і пружності валів;

m – питома ефективна маса зубчастих коліс, яка приведена до радіусу основного кола;

c – жорсткість зачеплення;

V_u – швидкість удару.

Але як показано в роботі [231], необхідно брати повну масу. Ця робота торкається питань динаміки зачеплення Новікова в залежності від положення осей зубчастих коліс. Експеримент був проведений на установці ІС-2, яка працює за принципом замкненого потоку потужності. Конструкція стенда дозволяла вносити різні перекоси і непаралельності валів шляхом спеціальних рухомих букс. Експеримент був проведений на одній зубчастій парі, зняття інформації відбувалось з допомогою дротяних давачів з базою 3 мм. Але в роботі не наведена методика зібрання мостів давачів та обробки вимірювань, тому виникає невпевненість щодо достовірності отриманої інформації. Також в роботі був побудований графік, на основі якого по верхній межі запропонована така емпірична залежність

$$U = 114\Delta_{\Sigma},$$

де U – динамічне навантаження, Н;

Δ_{Σ}- зведений перекіс осей, мкм.

Наступна обробка результатів проводилась в методичному плані роботи [194]. Величину маси зубчастих коліс було рекомендовано визначати так

$$m_y = \frac{0{,}0000036 d_{\partial|}^2}{\frac{1}{i}+1},$$

$$m = m_y B,$$

де m_y – приведена питома маса зубчастої пари [90];

i – передаточне число;

$d_{\partial|}$ - діаметр ділильного кола шестерні;

B – ширина зубчастого вінця.

Такий підхід можна вважати більш правильним, тому що контакт зубців в даний момент знаходиться в певному перерізі по ширині зубчастого вінця, а в динаміці реалізується вся маса (методика [230] справедлива для плоских зачеплень).

Остаточно був отриманий такий емпіричний вираз

$$U = 8{,}02 K_c \sqrt{\Delta_{\Sigma}}.$$

Було отримано значення $K_c = 14{,}2\sqrt{\Delta_{\Sigma}}$, яке відповідає вихідному контуру експериментальної пари. Однак, в роботі був прийнятий кут тиску α_{∂} для вихідного контура та отримана така залежність

$$U = 0{,}158V\alpha_{\partial}\sqrt{B\Delta_{\Sigma}}.$$

Результати цієї роботи мають цінність, але немає можливості для визначення резонансних станів, що для швидкісних передач є важливим, не враховується специфіка переміщення точки контакту вздовж зуба з урахуванням осьового перекриття.

В роботі [63] були проведені порівняльні випробування віброактивності зубчастих евольвентних передач і з зачепленням Новікова в «абсолютному співставленні» геометричних параметрів, твердості матеріалу, конструкції зубчастих коліс і ступеня точності. Результати були отримані в діапазоні колових швидкостей від 9,5 м/с до 22 м/с.

В усіх дослідах виявилось, що по рівню вібрації корпуса редуктора евольвентні передачі краще зачеплення Новікова на 3 – 17 дб, а по рівню повітряного шуму – на 5,5 – 20 дб.

Отже, із робіт вітчизняних та зарубіжних авторів можна зробити висновок, що в процесі роботи зубчастої пари в зачепленні і в усій системі виникають коливання, величина і характер яких залежать не тільки від зусиль, які виникають в зачепленні, але й від інших факторів. До їх числа відносять неточність виготовлення і монтажу, швидкість руху, характеристики жорсткості зубців, опор і валів, на які встановлені зубчасті колеса. При певних співвідношеннях умов роботи можуть виникати явища резонансу, які є небезпечними.

Результати дослідження динаміки евольвентних зубчастих передач не можливо використовувати для оцінки динаміки зачеплення Новікова, тому що не будуть враховуватись особливості геометрії і кінематики зачеплення Новікова, тобто отримана інформація буде мати значну похибку.

В роботі [230] була представлена спрощена кінематична схема зубчастої передачі із зачепленням Новікова з паралельними осями і під’єднаними масами. В цій схемі були введені елементи податливості в усіх

з’єднаннях, масові характеристики та можливі похибки виготовлення і монтажу. Відповідно така кінематична схема була представлена як динамічна модель.

Враховуючи зроблені припущення та аналізуючи рух системи можна вважати, що динамічна модель визначається вісьмома узагальнюючими координатами:

φ_1, φ_4 – кути повороту ведучої та веденої під’єднаних мас;

$\varphi_ш$, $\varphi_к$ – кути повороту шестерні і колеса;

$x_ш$, $x_к$ – вертикальні переміщення центра мас відповідно шестерні і колеса;

$\psi_ш$, $\psi_к$ – кути галопірування шестерні і колеса.

Моделювання пружного зв’язку безпосередньо в зачепленні зубчастих коліс здійснювалось з допомогою пружних елементів, які кінематично відповідають точці контакту зубців та геометрично розташовані в необхідному місці. Кожним таким пружнім елементом (пружиною) моделюється конкретна точка контакту зубців у конкретній фазі зачеплення. Кожна пружина в даний момент часу має конкретну жорсткість, яка функціонально змінюється по ширині зубчастого вінця.

Жорсткість зачеплення розглядається як інтегральна величина, яка функціонально змінюється по фазі зачеплення від входу кожної точки контакту до виходу.

В роботі [130] проведено дослідження динаміки зубчастої передачі редуктора з нелінійною жорсткістю зачеплення. Система диференціальних рівнянь, яка описує рух системи зубчастих коліс і під’єднаних мас, була складена з припущенням, що зубчаста передача рухається з середньою кутовою швидкістю Ω_0 , на неї накладається коливний рух, який створюють чотири маси на кут ψ відносно системи координат, яка обертається зі швидкістю Ω_0. При цьому розглядаються коливання, які викликані порушенням тільки в самому зачепленні, і які виникають внаслідок зміни

жорсткості та наявності похибки форми профілів зубців та кроку зачеплення. Радіальне биття зубчастого вінця не враховується.

Внаслідок того, що в реальній зубчастій передачі відбувається затухання коливань, були введені коефіцієнти в'язкого опору k_1, k_2 (вали) та k_{23} (в зачепленні). Була отримана система диференціальних рівнянь руху

$$I_1\ddot{\psi}_1 = k_1(\dot{\psi}_2 - \dot{\psi}_1) + c(\psi_2 - \psi_1) + M_0$$

$$I_2\ddot{\psi}_2 = -k_1(\dot{\psi}_2 - \dot{\psi}_1) - k_{23}(\dot{\psi}_2 - \dot{\psi}_3) - c(\psi_2 - \psi_1) - c_{23}(t) f\left[\psi_2, \psi_3, \Phi(t), \beta\right]$$

$$I_3\ddot{\psi}_3 = -k_2(\dot{\psi}_3 - \dot{\psi}_4) - k_{23}(\dot{\psi}_2 - \dot{\psi}_3) + c(\psi_3 - \psi_{41}) + c_{23}(t) f\left[\psi_2, \psi_3, \Phi(t), \beta\right]$$

$$I_4\ddot{\psi}_4 = k_2(\dot{\psi}_3 - \dot{\psi}_4) + c_3(\psi_3 - \psi_4) - M_0,$$

де $\psi_1, \psi_2, \psi_3, \psi_4$ - узагальнені координати;

$\Phi(t)$ - функція жорсткості від часу;

β - боковий зазор в радіанах;

M_0 - прикладений до системи постійний момент.

В системі диференціальних рівнянь вираз $c_{23}(t) f\left[\psi_2, \psi_3, \Phi(t), \beta\right]$ в загальному вигляді являє собою повний обертальний момент, який передається зубчастими колесами в будь-який момент часу.

В результаті спеціальних вимірювань та їх обробки була графічно отримана функція жорсткості від кута повороту, а її аналітична апроксимація в якості 1-го наближення має такий вигляд

$$c_{23}(t) = c_{023}(1 - \alpha \cos \omega t),$$

де c_{023} – середнє значення жорсткості на робочій ділянці зачеплення;

α – змінна складова жорсткості;

$\omega = \Omega \cdot z$ - колова частота збурення; z – кількість зубців шестерні.

При апроксимації жорсткості автором були отримані результати, які свідчать про те, що під час кромочного контакту зубців жорсткість змінюється в незначній мірі. А в роботі [195] А.І. Петрусевич довів, що під

час повороту коліс лише на 1° кромочна жорсткість змінюється з 120000 кг/см до 80000кг/см. Крім цього не враховується зміна жорсткості при переході із зони двухпарного зачеплення до однопарного, як показано в роботі [117].

Також отримані в роботі форми власних коливань вказують, що динамічне навантаження може досягнути максимуму лише в тих випадках, коли під'єднанні маси коливаються в протифазі, або зубчасті колеса – при нерухомих під'єднаних масах.

В роботі [109] Кіріченко А.Ф. зробив висновки щодо динаміки зачеплення Новікова. Автор пропонує залежність для визначення динамічного навантаження в зачепленні Новікова:

$$U = \frac{C_з t_з \Delta\beta}{\pi} \cdot \frac{\sin(\omega t - \varepsilon)}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{k}\right)^2\right] + 4\psi^2 \left(\frac{\omega}{k}\right)^2}},$$

де ω – основна частота вимушених коливань приведеної маси зубчастих коліс;

$$\omega = \frac{2\pi V_{кол} ctg\beta}{t_s},$$

$V_{кол}$ – колова швидкість, м/с;

β – кут нахилу зубців;

Ψ – коефіцієнт. який враховує вплив змащування в зачепленні

$$\psi = \frac{n}{k},$$

ε - фазовий кут.

Залежність для визначення динамічного навантаження в зачепленні Новікова дає можливість враховувати вплив похибки кута нахилу зубців, його абсолютну величину і колову швидкість на динамічне навантаження.

Автор роботи [138] вважає, що причиною різкого збільшення динамічних зусиль в приводах з пружними коливаннями, є розмикання контакту в системі. На його думку динамічні зусилля не можуть перевищити величини статичного навантаження на відповідних зубцях веденого та ведучого коліс передачі до початку розмикання. При розмиканні в системі удари на контактних поверхнях можуть бути достатньо великими, тому це призводить до погіршення експлуатаційних якостей привода.

В роботі [118] автором було встановлено, що співпадіння частот вимушених коливань з власними призводить до розриву контакту. Справжнє максимальне навантаження виникає саме поблизу резонансних коливань.

В своїй роботі [117] проф. Ковальов Н.А. у загальному вигляді сформулював задачу про коливання зубчастих передач, застосував загальні методи теорії нелінійних коливань для розв’язку цієї задачі на прикладі широких шевронних коліс. Теоретично підтверджена наявність коливань з періодичним припиненням контакту зубців. Показано, що завдяки цьому та при відсутності тертя резонансні коливання залишаються обмеженими і динамічні навантаження не перевищують певної величини. Для того, щоб неробочі бокові поверхні не дотикались, боковий зазор повинен бути достатньої величини. Встановлено, що максимальна величина коливань залежить від напряму зміни постійної складової швидкості при переході до резонансу. У всіх випадках цей максимум зміщений від резонансу. Також в роботі вказується, що в умовах, наближених до резонансу, динамічний ефект є особливо великим при малих навантаженнях ті значно зменшується при їх збільшенні. В свою чергу миттєве значення динамічного навантаження на резонансному режимі є достатньо великим, що впливає на навантажувальну здатність передачі по заїданню.

Значний вплив на внутрішню динаміку зубчастої передачі має похибка кута нахилу зубців. Результати комп’ютерної реалізації моделі зубчастої передачі за допомогою програми, яка складена на базі математичного пакету ViSSim 32, показали, що зі збільшенням похибки $\Delta\beta$ виникає коливний

процес, який призводить до збільшення амплітуди цих коливань [110]. Така ж тенденція спостерігається і при збільшенні швидкості обертання передачі. Висновком роботи є те, що коливний процес руху зубчастих коліс суттєво впливає тільки на навантаження підшипникових вузлів, але нічого не вказується на зростання динамічних навантажень на зубці передачі. Зі збільшенням в'язкості мастил зменшуються динамічні навантаження в зачепленні, зменшується коефіцієнт тертя та максимальний тиск у зоні контакту, послаблюється вплив концентраторів напружень [123].

В роботі [23] були розглянуті коливні процеси, які виникають в зубчастих передачах із зачепленням Новікова, а також визначені напрями і методи багатокритеріального аналізу динамічного стану редукторної системи. Також на теоретичному рівні була розроблена математична модель динаміки одноступінчастої дозаполюсної передачі Новікова ДЛЗ. На базі аналізу визначені узагальнюючі координати, які в достатній мірі охоплюють стан редукторної системи. Розроблена модель дає можливість досліджувати коливні процеси за одне переспряження пари зубців, за повний оберт одного із зубчастих коліс, за декілька десятків обертів після пуску системи. В розробленій моделі кожний зуб із своєю геометрією, жорсткістю по фазі зачеплення і похибками вводиться дискретно в зачеплення. При цьому було враховано осьове перекриття.

Також автором були досліджені коливні процеси редукторної системи з варіацією параметрів, які складають основу динамічної моделі: із збільшенням швидкості обертання зубчастих коліс рух набуває більш періодичний характер, виникають коливання, які являють собою суму коливань з більш високою та більш низькою частотою. Із збільшенням швидкості відповідно зростає амплітуда. Але в роботі не наведено конкретних рекомендацій для зменшення амплітуди коливань.

Заслуговує уваги робота [41], в якій розглядаються питання впливу зовнішніх динамічних навантажень на міцність і зносостійкість зубчастих передач редукторів загального призначення. При цьому була розглянута

типова структура машин, до яких входять зубчасті передачі, та обґрунтування вибору їх розрахункової схеми, характеристики приводу та виконавчого механізму машини типової структури, режими ударного навантаження зубчастих передач та математична модель машини типової структури, приклади аналітичного аналізу впливу конструктивних і експлуатаційних чинників циліндричної зубчастої передачі на значення максимального моменту при ударі зубців, досліджувався вплив конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастої передачі на зовнішні динамічні навантаження, та їх вплив на зношування зубців коліс передачі в процесі експлуатації. Необхідно відзначити отримання в цій роботі на підставі теоретичних досліджень залежності для визначення коефіцієнта, який враховує зовнішні динамічні навантаження на зубці передачі

$$K_A = \sqrt{\frac{1}{\grave{O}_{\acute{i}}} \cdot \left(\frac{\frac{4 \cdot \Delta}{m_t \cdot z_1} \cdot (\grave{O}_{\ddot{a}} + \frac{\grave{O}_{\acute{i}}}{U_{12}} \cdot \eta_{12})}{\grave{O}_{\ddot{a}} \cdot (\frac{1}{\tilde{N}_{\ddot{a}1}} + \frac{1}{\tilde{N}_{12}}) + \grave{O}_{\acute{i}} \cdot (\frac{1}{\tilde{N}_{12}} + \frac{U_{12}^2}{\tilde{N}_{20}} \cdot \eta_{12})} - \grave{O}_{\acute{i}} \right)} + 1,$$

де $T_н$ – номінальний обертовий момент;

Δ – зазор між зубцями передачі;

m_t – коловий модуль;

z_1 – число зубців ведучого колеса;

$T_д$ – обертовий момент двигуна;

U_{12} – передаточне відношення;

η_{12} – коефіцієнт корисної дії передачі;

$C_{д1}$ – жорсткість ведучого валу передачі;

C_{12} – жорсткість зубців коліс передачі;

C_{20} – жорсткість веденого валу передачі.

Результати теоретичних досліджень були підтверджені результатами експериментальних досліджень.

Таким чином, аналіз робіт по моделюванню динамічних процесів, які виникають в процесі роботи циліндричної зубчастої передачі, дозволяє зробити висновок про те, що в цьому напрямку виконано достатньо велику кількість робіт. Результати цих робіт дозволяють виконувати аналіз частотних характеристик зубчастих передач, але не дозволяють визначати зміну діючих сил і обертальних моментів для врахування цього чинника при визначені відповідних напружень.

1.4. Надійність редукторів з урахуванням синтезу їх конструктивних елементів

Управління технічним станом редукторів (який визначає їх працездатність) – це комплекс технічних операцій, спрямованих на попередження відмов та відновлення оптимальних значень параметрів стану. Управління полягає в обґрунтовуванні та призначенні видів, періодичності та методів обслуговування і ремонту, а також критеріїв граничного стану та ступеня відновлення технічного ресурсу агрегатів і систем, що визначає і регламентує строк експлуатації. Управління технічним станом конкретного виробу включає вимірювання параметрів стану, порівняння встановлених значень з допустимими та граничними величинами, визначення залишкового ресурсу агрегатів та вузлів, призначення виду та об’єму обслуговуючих чи ремонтних робіт. На основі отриманої інформації виконуються всі роботи по технічному обслуговуванню (ТО) та ремонту вузлів і агрегатів [73].

Зворотній зв’язок при управлінні станом забезпечує отримання даних про надійність та ефективність редукторів в процесі їх експлуатації, перевірку результатів управління шляхом зрівняння очікуваних та фактично досягнутих керованих показників, коригування управляючих показників. Таким чином, управління технічним станом – це функція системи технічного обслуговування та ремонту, що забезпечує працездатність [291].

Надійність будь-якого технічного виробу, закладається ще на стадії розроблення конструкції і забезпечується при виготовленні, а проявляється та підтримується в процесі експлуатації.

При розрахунках і проектуванні редукторів їх надійність задається у вигляді конкретних показників. В редукторах повинні бути реалізовані десятки різних параметрів, що відповідають надійності машини. Щоб відповідати вимогам технічних умов, розробник повинен враховувати всі плануючі показники надійності, технологічності, технічної естетики, ергономічності, стандартизації, уніфікації і т.п.

Однак, саме надійність є найбільш слабкою ланкою в сукупності показників якості. Якщо цією ланкою знехтувати, то розробник як правило позбавляє себе основи управління надійністю розробленого об’єкта та його складовими елементами. А експлуатаційник позбавляється можливості планувати необхідний об’єм запасних частин та експлуатаційних матеріалів.

Надійність – це властивість об’єкта зберігати у часі в установлених межах значення всіх параметрів, які характеризують здатність виконувати цим об’єктом потрібні функції в заданих режимах та умовах із застосуванням технічного обслуговування, зберігання та транспортування.

Для оцінки надійності любих об’єктів використовують згідно із стандартом ДСТУ 2860 – 94 комплексні показники та показники окремих його властивостей. Основними комплексними показниками надійності об’єкта, які знайшли найбільше використання в практичній діяльності, є коефіцієнти готовності та технічного використання [126, 201].

Коефіцієнт готовності $A(t)$ визначають як імовірність працездатності об’єкту

$$A(t) = T_B(t) / (T_B(t) + T_{від}(t)),$$

де $T_B(t)$ – середнє напрацювання на відмову;

$T_{від}(t)$ – середня тривалість відновлення.

Коефіцієнт технічного використання

$$K_{TB}(t) = T_B(t) / (T_B(t) + T_{рем}(t) + T_{пр}(t)),$$

де $T_{рем}(t)$ – середній час ремонтів;

$T_{пр}(t)$ – середній час простоїв.

До показників окремих властивостей об’єкта відносять імовірність безвідмовної роботи $R(t)$, інтенсивність відмов $\lambda(t)$, параметр потоку відмов $z(t)$, середній ресурс T_p, гамма-відсотковий ресурс $T_{p\gamma}$, середній термін збережуваності $T_{зб}$, середню тривалість відновлення *MTTR* тощо. Найбільше використання в практичній діяльності отримали $R(t)$, $\lambda(t)$, T_p і $T_{p\gamma}$ [201].

Специфіка прогнозування надійності полягає в тому, що, наприклад, при оцінці імовірності безвідмовної роботи $R(t)$ цю функцію в загальному випадку не можна екстраполірувати. Якщо вона визначена на якомусь відрізку, то за його межами нічого про функцію $R(t)$ сказати не можна [68]. При цьому основним методом для прогнозування надійності складних систем є оцінка зміни його вихідних параметрів в часі при різноманітних вхідних даних, на основі чого можна зробити висновок про показники надійності при різних можливих ситуаціях і методах експлуатації цього об’єкта.

Прогнозування параметрів надійності об’єкта, коли відома структура формування області працездатності, але параметри, які визначають цю область, залежать від великої кількості чинників і мають розсіювання.

Враховуючи загальну схему втрати об’єктом працездатності, можна представити три основні задачі по прогнозуванню надійності (рис. 1.9) [201].

1. Прогнозування поведінки всієї генеральної сукупності даних об’єктів, тобто врахування варіацій вихідних характеристик об’єкта, так і можливих умов його експлуатації (область I, рис. 1.9).

2. Прогнозування поведінки конкретного зразка об’єкта. В цьому випадку початкові параметри стають невипадковими величинами, а режими і

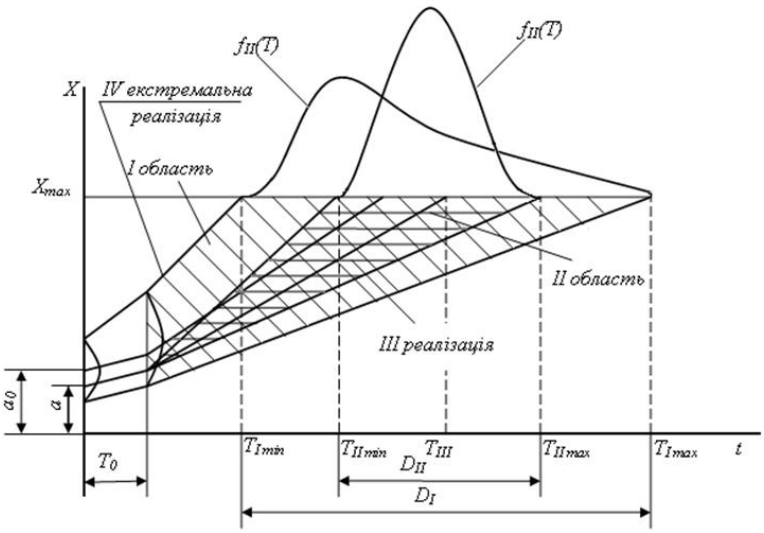


Рис. 1.9. Області прогнозування надійності

умови експлуатації машини можуть змінюватися в певному діапазоні. Тоді область станів звужується (область II, рис. 1.9) і стає підмножиною множини I.

3. Прогнозування поведінки об’єкта в певних умовах експлуатації при постійних режимах роботи. В цьому випадку необхідно виявити реалізацію випадкового процесу III, яка відповідає заданим умовам роботи.

Таким чином, якщо в перших двох випадках необхідно передбачити можливу область існування вихідних параметрів і оцінити вірогідність їх знаходження в кожній зоні даної області, то в третьому випадку відсутня невизначеність в умовах роботи виробу і прогноз пов'язаний з виявленням тих закономірностей, які описують процес зміни вихідного параметра в часі [18].

Як відомо, перебіг випадкового процесу маже йти з великим чи малим ступенем «перемішування» реалізацій. Варто відмітити, що якщо прогноз стосується сукупності виробів, то ступінь перемішування не впливає на оцінку області існування параметрів, так як виявляється не поведінка даного виробу, а вірогідність виходу за допустимі межі будь-якого екземпляру з даної сукупності.

Якщо ж прогнозується поведінка даного екземпляра виробу в межах області, то варто оцінити можливу швидкість зміни процесу втрати робото спроможності в найближчий період часу, тобто використати кореляційну функцію [252].

Точність прогнозування залежить від ряду факторів. По-перше, від того, на скільки прийнята схема втрати машиною працездатності відображає об'єктивну дійсність. По друге, наскільки достовірні відомості про режими і умови задуманої роботи виробу, а також його початкових параметрах.

І нарешті, на правильність прогнозу вирішальний вплив здійснює достовірність інформації про закономірності зміни вихідних параметрів виробу в процесі експлуатації, тобто про випадкові функції $X_1(t); \ldots; X_n(t)$. Інформація про надійність виробу (розуміючи під цим оцінку згаданих функцій $X_i(t)$ чи дані про надійність елементів виробу) може бути отримана з різних джерел. Прогнозування може вестися на стадії проектування (наявність ТУ на об'єкт, конструктивні дані про машину і її елементи, відомі можливі умови експлуатації), при наявності дослідного зразка виробу (можна отримати початкові характеристики машини, оцінити запас надійності) і при експлуатації (наявна інформація про втрату працездатності виробів при різних умовах експлуатації). При прогнозуванні надійності виробу на стадії проектування є невелика невизначеність (ентропія) в оцінці можливих станів виробу. Однак методичний підхід до вирішення цієї задачі лишається загальним [10, 16, 253].

1. Визначення загальних параметрів виробу (a_0; σ_a), як функції технологічного процесу виготовлення машини. Це пов'язане із змінами в межах допуску розмірів деталей, властивостей матеріалів, якості зібрання та інших показників. Значення початкових параметрів можуть залежати також від режимів роботи машини.

2. Встановлення гранично допустимих значень вихідних параметрів.

3. Оцінка розрахунковим шляхом зміни вихідних параметрів на протязі міжналагоджувального періоду T_0 ($\sigma_в$, $\sigma_н$, σ_c; a_c) з врахуванням аналогічних

характеристик у прототипу шляхом випробування при наявності дослідного зразка чи шляхом обліку встановлених стандартом нормативів на параметри машин.

4. Оцінка впливу процесів старіння (γ) на вихідні параметри виробу на основі фізичних закономірностей відмов з врахуванням їх стохастичної природи.

5. Оцінка спектрів режимів роботи (навантажень, швидкостей і умов експлуатації), що відображають можливі умови експлуатації і визначають розсіяність швидкостей зміни вихідних параметрів (σ_x).

6. Розрахунок вірогідності безвідмовної роботи машини по кожному з параметрів у функції часу.

7. При отриманні інформації про експлуатацію виробу, для якого був зроблений прогноз, виконується порівняння дійсних і розрахункових даних і аналіз причин їх розбіжності.

В залежності від поставленої задачі повинні бути виявлені (рис. 1.9) області I і II і оцінена реалізація III, тобто отримані закони розподілу $f_I(T)$ чи $f_{II}(T)$, чи відповідно $R_I(t)$ чи $R_{II}(t)$, що відображають діапазони розсіювання термінів служби для всієї генеральної сукупності (D_I) чи для даного об’єкта (D_{II}). Якщо умови експлуатації для даного об’єкта задані, то прогнозується термін служби (або напрацювання на відмову) T_{III}.

Застосування метода Монте-Карло для прогнозування надійності. Моделі відмов є формалізованим описом процесу втрати об’єктом працездатності і дають можливість встановити функціональні зв’язки між показниками надійності і вихідними параметрами.

Статистична природа цих закономірностей проявляється в тому, що аргументи отриманих функцій є випадковими і залежать від великого числа чинників. Тому і не можна передбачити поведінку системи, а можна лише визначити вірогідність того чи іншого її стану.

Для прогнозування поведінки складної системи з успіхом можна застосовувати метод статистичного моделювання (статистичних випробувань), який отримав назву метода Монте-Карло [201].

Основна ідея цього методу полягає в багаторазовому розрахунку параметрів за формалізованою схемою, що є математичним описом даного процесу (в нашому випадку – процесу втрати працездатності).

При цьому для випадкових параметрів, що входять в формули, перебираються найбільш вірогідні їх значення у відповідності до закону розподілу.

Таким чином, кожне статистичне «випробування» полягає у виявленні однієї з реалізацій випадкового процесу, так як підставляючи, хоча і випадковим чином, вибрані, але зафіксовані аргументи, отримуємо детерміновану залежність, яка описує даний процес при прийнятих умовах. Багаторазово повторюючи випробовування по даній схемі, отримаємо велике число реалізацій випадкового процесу, яке дозволить оцінити хід цього процесу і його основні параметри [201].

Використання розподілу Вейбулла для прогнозування надійності. Особливу увагу при прогнозуванні надійності виробів із застосуванням методу статистичного моделювання приділяють розподілу Вейбулла. Це досить універсальний розподіл напрацювання об’єктів до відмови, тому що охоплює шляхом варіації параметрів широкий діапазон випадків. Розподіл Вейбулла описує напрацювання об’єктів в період нормальної експлуатації і деградаційних відмов. Використовується цей розподіл для визначення показників надійності деталей машин, автомобілів, підіймально-транспортних машин, деревообробних верстатів, автоматичних ліній та складних технічних систем [91].

Густина розподілу Вейбулла

$$f(t) = \frac{b}{a}\left(\frac{t}{a}\right)^{b-1} \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^{b}\right],$$

де a – параметр масштабу;

b – параметр форми.

Параметри розподілу оцінюють за результатами випробувань. При випробуванні N виробів до відмови за умови, що число відмов більше 15 та вироби, які відмовили, не замінюються і не відновлюються, точкову оцінку параметра $\tilde{b}$ одержують в результаті розв'язку рівняння

$$\left[\frac{N}{\tilde{b}} + \sum_{i=1}^{N} \ln t_i\right] \cdot \sum_{i=1}^{N} t_i^{\tilde{b}} - N \cdot \sum_{i=1}^{N} t_i^{\tilde{b}} \cdot \ln t_i = 0$$

відносно $\tilde{b}$ методом послідовних наближень. Якщо відоме значення параметра форми $\tilde{b}$, то точкову оцінку параметра масштабу $\tilde{a}$ визначають за залежністю

$$\tilde{a} = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} t_i^{\tilde{b}}\right]^{1/\tilde{b}}$$

Графіки функцій густини розподілу Вейбулла наведені на рис. 1.10, Якщо b=1, то розподіл Вейбулла перетворюється в експоненціальний з параметром $\lambda = \frac{1}{a} = const$. У випадку, коли b=2, то розподіл Вейбулла перетворюється в розподіл Релея з лінійною функцією інтенсивності відмов (рис. 1.10) і якщо b=3,3, то розподіл Вейбулла стає близьким до нормального розподілу.

Імовірність безвідмовної роботи

$$R(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right].$$

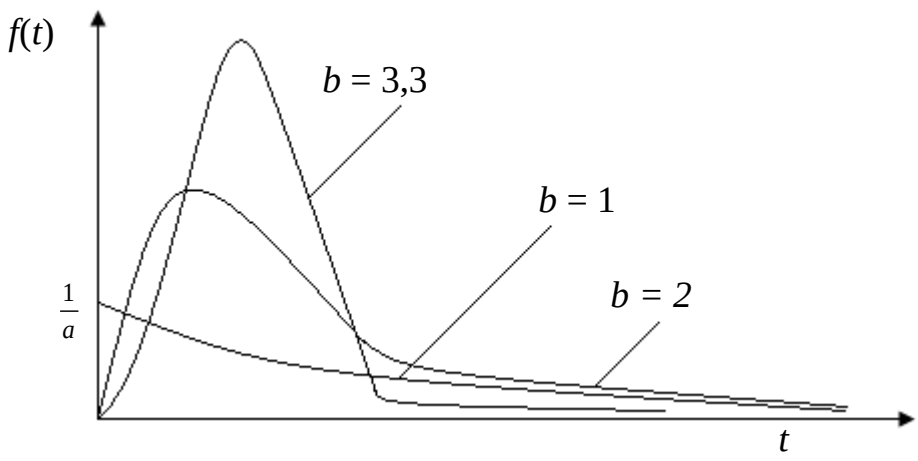


Рис. 1.10. Густина розподілу Вейбулла

Інтенсивність відмов

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} = \frac{b}{a}\left(\frac{t}{a}\right)^{b-1}$$

Графіки функції *R(t)* і *λ(t)* за різних значень параметра форми розподілу Вейбулла наведені на рис 1.11 і рис. 1.12.

Результати досліджень [91, 92, 201, 206] показали, що найбільш доцільно для моделювання та прогнозування надійності використовувати основні положення розподілу Вейбулла.

Розглянемо питання *прогнозування надійності в процесі розроблення та проектування машин*. Одним із головних показників надійності любого об’єкта є середній ресурс T_p його роботи, тобто довговічність. В роботі [99] розглядаються питання забезпечення надійності в процесі розроблення і проектування машин.

Основою для проектування любої деталі машини є розрахунок, який забезпечує правильний вибір форми і геометричних розмірів її перерізу та відповідно гарантуючий опір матеріалу руйнуванню. Про роботу деталі можна судити тільки після виконання розрахунків на міцність, втому або

зносостійкість, тому що довговічність роботи в залежності від умов експлуатації визначається одним із вказаних розрахунків.

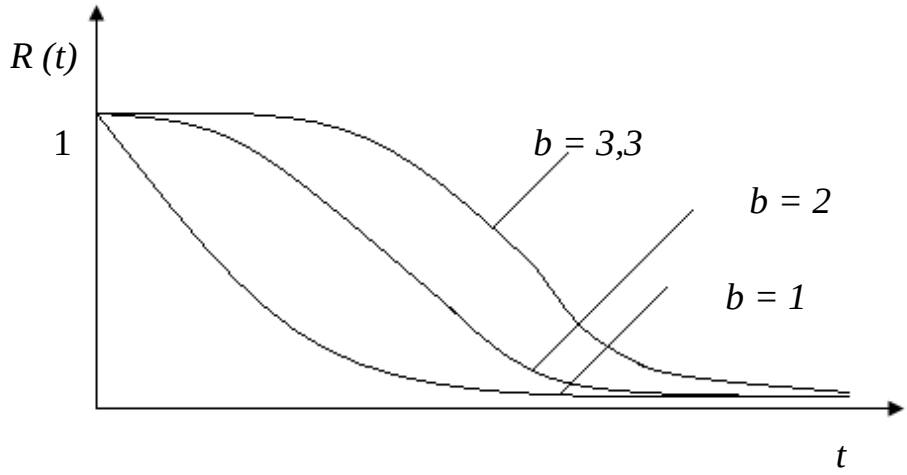


Рис. 1.11. Імовірність безвідмовної роботи за розподілу Вейбулла

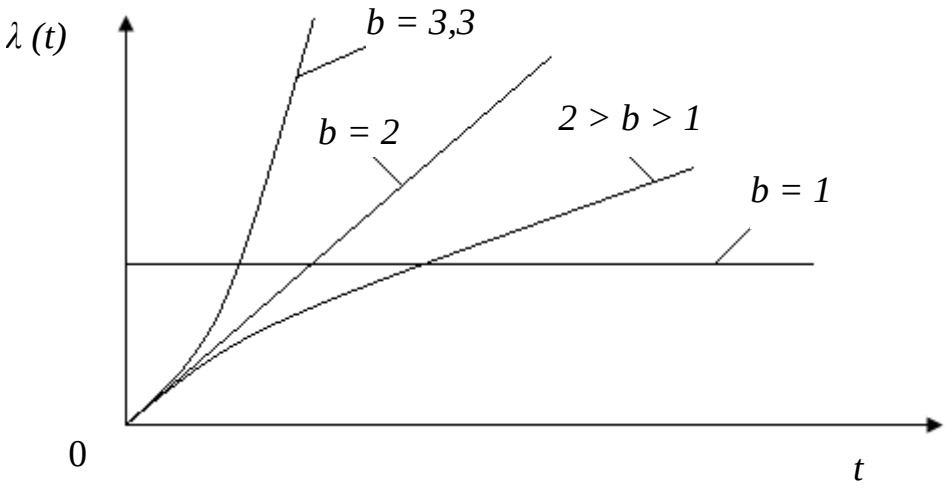


Рис. 1.12. Інтенсивність відмов за розподілу Вейбулла

Важливе значення для забезпечення та підвищення надійності має місце вибір запасу міцності деталей машини. Тому в цій роботі пропонується для визначення коефіцієнту запаса міцності враховувати не тільки міцність матеріалу та надійність, а враховувати також конструктивні, технологічні та матеріалознавчі чинники. Крім цього, пропонується стосовно зубчастих передач в процесі їх проектування періодично виконувати випробування на втому на спеціальних випробувальних стендах на базі 10 млн циклів, тому

що в реальних передачах кількість циклів навантаження зубців коліс перевищує цю цифру.

В роботі [125] розглянуті питання, які пов’язані з конструктивними та технологічними заходами підвищення надійності. Одним з основних шляхів підвищення надійності машин є раціональна компоновка їх конструктивної схеми. Раптові відмови в процесі експлуатації машин виникають, як правило, в результаті перевищення гранично допустимих навантажень. Тому для підвищення надійності любої машини є збільшення запасу міцності її елементів за рахунок вибору матеріалів з більш високими границями міцності, а не за рахунок збільшення розмірів. Розрахований рівень надійності, який закладений в машину на стадії проектування, повинен бути забезпечений в процесі виготовлення деталей, складання та регулювання машини за рахунок строгого виконання та удосконалення технології виробництва.

Стосовно зубчастих редукторів автори роботи [125] зауважують, що умови роботи редукторів характеризуються великими навантаженнями та широким диапозоном зміни навантажувальних і швидкісних режимів. Наприклад, швидкість зношування зубців коліс може коливатися в межах 0,18…2,4 мкм/год, а граничним зносом зубців рахується знос m_n(0,12…0,3). Швидкість зношування підшипників кочення 0,015…0,02 мкм/год. Середній термін служби зубчастих коліс складає 4000…6000 год. Найбільше на термін служби зубчастих коліс впливають контактні напруження. Наприклад,при зміні контактних напружень з 1100 МПа до 1500 МПа термін служби зменшується приблизно в три рази.

Крім цього, в роботі [125] заслуговує уваги методика визначення оптимальної довговічності машин. Для її оцінки використовували мінімальні питомі приведені витрати на придбання та експлуатацію машини, які визначали на одиницю напрацювання T_p. Тоді оптимальний ресурс машини до капітального ремонту визначали за цільовою функцією

$$C_{ïèò}\ (t) = \min[C_{ïð}\ + \tilde{N}_{ð}(t) + C]\ ,$$

де $C_{пр}$ – середні питомі витрати на придбання машини

$$C_{ïð}\ = \frac{\tilde{N}_{â} z}{T_p}\ ;$$

$C_в$ – собівартість виготовлення машини;

z – коефіцієнт переходу від собівартості машини до її ціни придбання;

$C_p(t)$ – середні питомі витрати на підтримку роботи машини в процесі експлуатації

$$C_p(t) = \frac{1}{T_p}\int_0^{T_p} C_p(t)dt = \frac{1}{T_p}\int_0^{T_p} wt^{\alpha}dt = \frac{w}{\alpha+1}T_p^{\alpha}\ ;$$

w і α – сталі величини, які залежать від умов експлуатації, рівня безпеки та ремонтопридатності машини (ці величини визначають на підставі результатів спостереження в процесі експлуатації машини);

C – питомі витрати на технічне обслуговування машини, які залишаються сталою величиною.

Для визначення мінімуму сумарних питомих приведених витрат необхідно першу похідну від $C_{пит}(t)$ прирівняти до нуля. Тоді оптимальне значення напрацювання $T_{p.опт}$ до капітального ремонту можна визначити за залежністю

$$T_{p.опт} = \sqrt[\alpha+1]{\frac{(\alpha+1)C_{â} z}{\alpha w}}\ .$$

В роботі [126] розглянуто питання стосовно конструкційних методів підвищення надійності та довговічності машин. До основних принципів конструювання вузлів тертя машин відносять: 1) вибір виду тертя в опорах,

форми та розміри робочих поверхонь, раціональне поєднання матеріалів елементів вузла, щоб зносостійкість цього вузла була підвищеною, а руйнування було відсутнім; 2) використання в опорах гідродинамічного, газодинамічного, гідростатичного, газостатичного та пружньо - гідродинамічного тертя; 3) правильний вибір матеріалів; 4) захист вузла тертя від попадання абразиву; 5) виключення можливості втомного руйнування.

В роботі [201] розглянуто забезпечення надійності в процесі виготовлення та експлуатації машин, а також випробування на надійність. Основні питання присвячені ролі технології в забезпечені надійності різних об’єктів. Крім цього, розглядалися питання експлуатації та надійності машин. В процесі розгляду питань, які пов’язані з випробуванням машин на надійність, наведено випробування зубчастих передач на стендах із замкненим силовим контуром, що дозволяє визначати їх надійність на контакту втому, на втому при згині зубців і на зношування робочих поверхонь зубців в процесі експлуатації. Також розглядалися питання випробувань на надійність з використанням методів прогнозування та моделювання.

Робота [203] присвячена розгляду теоретичних положень надійності технічних систем. Автор надає математичні моделі для аналізу надійності неремонтуйомих і ремонтуйомих систем, задачі оптимального резервування та забезпечення запасними елементами, а також планування експлуатаційного обслуговування. Крім цього, розглянуто широкий круг задач оптимізації показників надійності. Всі ці питання розглянуто на прикладах для елементів електронних систем. В роботі не розглядаються методи статистичного моделювання для дослідження складних систем, а також питання математичної статистики, які пов’язані з експериментальною оцінкою надійності. Загалом можна відзначити, що ця робота є однією з найбільш серйозних для сучасної теорії надійності.

Однією з перших робіт, яка присвячена розгляду питань з управління надійністю циліндричних зубчастих коліс, є робота [78]. В цій роботі наведені результати досліджень впливу конструктивних і технологічних чинників на основні показники надійності. Встановлені функціональні зв'язки показників надійності з границями витривалості матеріалів зубчастих коліс, їх зносом та питомим критичним навантаженням заїдання зубців коліс. Такий підхід до встановлення функціональних зв'язків пояснюється тим, що на підставі аналізу відмов зубчастих передач встановлено такі причини: 1) контактна втома зубців – 20% відмов; 2) втома зубців на згин – 24%; 3) зношування зубців – 18%; 4) ламання зубців від перевантаження – 15%; 5) задири та заїдання – 23%. Тобто домінуючими видами відмов є втомне руйнування матеріалу зубчастих коліс, знос, задири та заїдання зубців, що складає 85% всіх відмов. Наприклад, встановлено, що середнє напрацювання на відмову $T_B(t)$ за втомним руйнуванням можна визначити за залежністю

$$T_B(t) = \frac{N_0}{n_{\ddot{o}} 60 \left(\frac{\sigma_{\mathring{a}}}{\sigma_r} \right)^k},$$

де N_0 – базове число циклів навантаження;

$n_ц$ – частота обертання зубчастого колеса (частота циклів напружень), хв$^{-1}$;

σ_e – еквівалентне напруження, МПа;

σ_r – границя витривалості матеріалу зубчастого колеса, МПа;

k – показник степені кривої витривалості.

Цей же показник надійності також визначався і для випадку зношування бокових робочих поверхонь зубців колеса

$$T_B(t) = \frac{[h_I]}{n_{\ddot{o}} I_h L_s z_s},$$

де $[h_I]$ – допустиме значення зносу зубця колеса;

I_h – інтенсивність зношування;

L_s – шлях тертя ковзання зубців коліс в зачеплені;

z_s – число пар зачеплення із зубчастим колесом, яке розглядається.

Наведені вище та інші залежності роботи [78] дозволяють визначати чинники, за допомогою яких можливо здійснювати регулювання показників надійності з використанням математичних моделей ще на стадії розроблення конструкції та в процесі виготовлення зубчастих коліс.

В роботі [73] розглядалися питання, які пов’язані з надійністю будівельних машин. Значну увагу автори приділили надійності зубчастих передач. Наприклад, наведений термін служби редукторів будівельних машин в межах 3500…6000 год підтверджений результатами теоретичних досліджень з використанням розподілу Вейбулла. Крім цього, розглянуто питання забезпечення надійності будівельних машин в процесі проектування, виготовлення та експлуатації. Рекомендовано при розрахунках на міцність в процесі проектування об’єктів машин необхідно враховувати базове число циклів N_0 навантажень, яке забезпечує високу надійність. Їх значення можна визначати за залежностями

$$N_0 = (0{,}596 + 0{,}15HRC)10^6;$$

$$N_0 = (1{,}9 + 0{,}4\sigma_{H\max})10^6,$$

де HRC – твердість матеріалу за Роквелом;

$\sigma_{H\max}$ – максимальні контактні напруження.

Значним вкладом в теорію і практику надійності різних систем було розглянуто у 1984 році в роботі Б. Діллона і Ч. Сингха [92]. В цій роботі американські вчені в доступній формі викладають основи моделювання надійності складних систем. При цьому автори головну увагу приділяють структурним концепціям, а не окремим частковим питанням. Використання

моделей ілюструють прикладами з областей енергопостачання, транспортного обслуговування, обчислювальної техніки.

Заслуговує уваги методика надійностного проектування об’єктів, в якій чітко наведені всі етапи проектних робіт. Крім цього, розглянуто оптимізацію надійності механічних елементів. Для такого випадку запропоновано вираз для визначення імовірності безвідмовної роботи такого виду

$$R(t) = \int_{-n}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{y^2}{2}} dy ,$$

де $n = (\bar{S} - \bar{s})(\sigma_{Sth}^2 + \sigma_{st}^2)^{-\frac{1}{2}}$;

$\bar{S}$ – середня міцність;

$\bar{s}$ – середнє напруження;

σ_{Sth} – середньоквадратичне відхилення міцності;

σ_{st} – середньоквадратичне відхилення напруження.

Для максимізації імовірності безвідмовної роботи нижня границя інтегрування в наведеній залежності повинна бути як найменшою. Тому задача мінімізації сумарних витрат при заданій імовірності безвідмовної роботи елемента, який проектується, може бути сформульована так

мінімізувати

$$k = k_1(\bar{S}) + k_2(\sigma_{Sth}) + k_3(\bar{s}) + k_4(\sigma_{st})$$

при обмежені

$$(\bar{S} - \bar{s})(\sigma_{Sth}^2 + \sigma_{st}^2)^{-\frac{1}{2}} \geq y ,$$

де k – сумарні витрати;

$k_1(\bar{S})$ – функція вартості забезпечення середньої міцності;

$k_2(\sigma_{Sth})$ – функція вартості забезпечення заданого середньоквадратичного відхилення міцності;

$k_3(\bar{s})$ – функція вартості забезпечення стійкості проти середнього значення напруження;

$k_4(\sigma_{st})$ – функція вартості забезпечення стійкості в межах середньоквадратичного відхилення напруження;

y – величина, яка визначається рівнянням зв'язку для необхідного рівня імовірності безвідмовної роботи.

Рівняння Лагранжа в цьому випадку приймає такий вигляд

$$F(\bar{S},\bar{s},\sigma_{Sth},\sigma_{st},\lambda) = k + \lambda[\bar{S} - \bar{s} - y(\sigma_{Sth}^2 + \sigma_{st}^2)^{\frac{1}{2}}],$$

λ – інтенсивність відмов.

Для знаходження оптимального розв'язку рівняння Лагранжа було продеференцьовано по кожній змінній $\bar{S},\bar{s},\sigma_{Sth},\sigma_{st},\lambda$ та прирівнено кожну похідну до нуля. В результаті були отримані системи рівнянь, розв'язок яких дозволив знайти значення $\bar{S},\bar{s},\sigma_{Sth},\sigma_{st},\lambda$ для локально оптимальних умов. Для знаходження глобального екстремуму функції мети необхідно знайти її значення для всіх локально оптимальних розв'язків.

В роботі [121] розглядалися основні напрямки підвищення надійності та оптимізація конструкцій рам причіпних обприскувачів. Підвищення надійності виконували за рахунок оптимізації технологічного процесу виготовлення складових елементів машини. Найбільший ефект було досягнуто введенням операції поверхневого зміцнення (термічної обробки). Крім цього, автор пропонує новий підхід для оцінки надійності, а саме оцінювати міцність конструкції не за допустимими напруженнями, а за оцінкою з позиції тріщиностійкості конструкційних матеріалів.

1.5. Висновки, мета та задачі дослідження

Аналіз сучасного стану проблеми в галузі оптимального проектування редукторів дав можливість зробити такі висновки:

1. На сучасному етапі в процесі проектування різних об’єктів і машин використовують велику різноманітну гаму редукторів, конструкція яких залежить в першу чергу від виду та конструктивного оформлення відповідного об’єкта або машини, що проектують. Методики розрахунку і проектування складових елементі редуктора головним чином побудовані на суб’єктивних підходах конструктора та забезпечені міцності з використанням довідкової літератури. Виключення складають лише зубчасті передачі, розрахунок яких на міцність виконують згідно із ГОСТ 21354 – 87.

2. В практику проектування машинобудівних конструкцій впроваджуються різні методи параметричної оптимізації елементів конструкції з одночасною оптимізацією структури всього об’єкту. Але загальним недоліком цих методів на сучасному етапі є те, що вони побудовані на типових конструктивних елементах і методах оптимізації і не можуть бути використані для проектування конкретних різноманітних машинобудівельних конструкцій. Крім цього, структурна оптимізація виконується з використанням базової, вже розробленої конструкції, що не дозволяє її всебічне використання.

3. Системи автоматизованого проектування (САПР), які використовуються в машинобудівній та інших галузях промисловості, що спрямовані на методи автоматизованого проектування машинобудівних конструкцій, не дозволяють в автоматизованому режимі отримати очікуваний результат. В більшості випадків вони лише допомагають конструктору підвищити продуктивність його праці в процесі розроблення креслень.

4. Результати аналізу літературних джерел показав, що багатопараметрична оптимізація конструктивних елементів редукторів

практично не розглядалася. Крім цього, не розглядалися питання її структурної оптимізації.

5. На міцність зубчастих передач в процесі експлуатації впливають внутрішні та зовнішні динамічні навантаження, які при розрахунках враховують за допомогою відповідних коефіцієнтів K_{Hv}, K_{Fv}, K_A. Значення цих коефіцієнтів наведено в табличній формі і вибір їх значень залежить від суб'єктивних можливостей конструктора, а зовнішні динамічні навантаження, які враховують при розрахунках зубчастих передач на міцність коефіцієнтом K_A, згідно з існуючими методами важко встановити точно, що пояснюється орієнтовним вибором його значень. Тому вибір значень коефіцієнтів K_{Hv}, K_{Fv}, K_A необхідно узгодити з динамічними явищами, які виникають в процесі експлуатації редуктора.

6. Питанням надійності та довговічності машинобудівних конструкцій присвячено дуже багато робіт. Практично зовсім не розглядалися питання надійності зубчастих передач і в тому числі редукторів. Наведені методики визначення оптимального часу напрацювання на відмову стосуються машинобудівних конструкцій загального машинобудування. Не розглядалися методи математичного моделювання надійності зубчастих передач і заходи для її підвищення.

Результати аналізу сучасного стану питання в галузі оптимального проектування редукторів, багатопараметричного синтезу конструктивних параметрів складових елементів циліндричних редукторів та отриманні на підставі аналізу висновки показали, що на цей час теорія оптимального проектування інтенсивно розвивається, але ще немає достатньо обґрунтованих розрахункових методів з мінімальною витратою часу на пошук раціональної конструкції, які б дозволяли розв'язувати практичні задачі з отриманням оптимальної конструкції мінімальної маси та з урахуванням її достатньої надійності в процесі експлуатації. Також використання найбільш удосконаленого програмного забезпечення високого рівня CATIA (компанія Dessault Systems) та Unigraphics (компанія

Unigraphics Solutions) не дають можливості отримати оптимальний варіант будь-якої конструкції внаслідок використання тільки типових методів оптимізації. Тобто існуючі методи і алгоритмічні моделі для розв'язку задач синтезу конструктивних параметрів складових елементів циліндричних редукторів мають обмежений характер використання. Крім цього, існуючи методи дозволяють лише наближено враховувати внутрішні динамічні навантаження, які обумовлені особливостями виготовлення конструктивних елементів, не дозволяють обґрунтовано визначати основні конструктивні параметри корпусу редуктора, оптимізувати конструктивні параметри зубчастих передач, враховувати напружено-деформований стан валів особливо при виникненні коливальних процесів.

На підставі результатів виконаного аналізу ставиться одна з актуальніших задач сучасності – розробити метод багатопараметричного синтезу основних конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням їх виготовлення та надійності, а також із забезпеченням міцностних характеристик редукторів у процесі їх експлуатації

Мета роботи – Метою роботи є розроблення наукових основ багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням особливостей їх виготовлення і надійності при експлуатації, що забезпечує високу ефективність пошуку раціональних конструктивно-технологічних параметрів деталей в процесі оптимального проектування з використанням інформаційних технологій.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Розроблення математичних моделей для дослідження впливу якості виготовлення бокових робочих поверхонь зубців коліс циліндричної передачі на внутрішні динамічні навантаження на підставі результатів теоретичних досліджень дійсного профілю робочих поверхонь зубців і відповідно похибки передаточного числа передачі по лінії зачеплення.

2. Дослідження впливу тертя профілів зубців в зачеплені циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань.

3. Розроблення методу прогнозування надійності циліндричних редукторів з використанням методу статистичного моделювання.

4. Створення методу багатопараметричного синтезу конструктивних параметрів корпусів циліндричних редукторів на основі дослідження їх напружено-деформованого стану.

5. Удосконалення методу пошуку раціональних конструктивних параметрів зубчатих коліс циліндричних редукторів шляхом дослідження їх впливу на динамічні навантаження.

6. Побудова оптимізаційної математичної моделі синтезу конструктивних параметрів вала редуктора з урахуванням його конструктивних особливостей.

7. Здійснення структурної оптимізації циліндричних редукторів з використанням системного підходу та оптимізаційних математичних моделей виходячи з умов їх службового призначення.

8. Створення інженерного методу багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів на основі дискретного програмування.

9. Виконання експериментальних досліджень для перевірки на адекватність математичної та фізичної моделей динамічних процесів.

РОЗДІЛ 2
ВПЛИВ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВИГОТОВЛЕННЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРІВ НА ВНУТРІШНІ ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ

2.1. Похибка передаточного числа зубчастої передачі, яка обумовлена процесом зубонарізання коліс черв'ячними фрезами

Встановлено, що кінцевою операцією оброблення зубців коліс 8-ої і 9-ої ступенів точності у 90% всієї номенклатури є зубофрезерування черв'ячною фрезою. Після операції зубофрезерування черв'ячною фрезою бокова робоча поверхня зубців коліс внаслідок перервності процесу зубоутворення (черв'ячна фреза має певну кількість робочих гребінок – зубців) має не теоретичну евольвенту, а ломану лінію, яка за формою наближається до евольвенти. В цьому випадку на боковій робочій поверхні зубців утворюються гребінці (виступи) і западини (точки дотику ломаних ліній до евольвенти). В процесі передачі обертального моменту по лінії зачеплення виникає коливання передаточного числа передачі за рахунок контакту гребінців або западин робочих поверхонь зубців, тобто виникає похибка передаточного числа передачі, яка може призвести до вимушених коливань зубчастої передачі. Тому ставиться задача на підставі результатів теоретичних досліджень визначити дійсний профіль робочих поверхонь зубців і відповідно похибку передаточного числа передачі по лінії зачеплення.

Для розв'язання поставленої задачі необхідно вирішити наступне: встановити взаємозв'язок координат кутів повороту φ_1 ведучого та веденого φ_2 коліс зубчастої передачі; виконати профілювання дійсного профілю зубців після операції зубофрезерування черв'ячною фрезою; обґрунтувати, що гребінці (виступи) на поверхні профілю зубця під дією номінального навантаження (колової сили) не зминаються і залишаються певної висоти.

Взаємозв'язок координат кутів повороту φ_1 **ведучого та веденого** φ_2 коліс зубчастої передачі можна представити у вигляді [142, 223]

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_1}{u} + \Delta\varphi \sin z_2 \frac{\varphi_1}{u}, \tag{2.1}$$

де u – передаточне число; z_2 – число зубців веденого колеса; $\Delta\varphi$ - амплітуда відхилення кута повороту веденого колеса від положення, яке воно займає при ідеальному евольвентному профілі зубців.

Для зубонарізання коліс редукторів, які відносять до 8 – 9 ступенів точності згідно із ГОСТ 1643 – 81, застосовують черв'ячні фрези з кількістю зубців $z_ф$ = 8…10 [218].

Спряження зубців коліс у евольвентній передачі здійснюється по лінії зачеплення. Після зубонарізання коліс черв'ячними фрезами бокова поверхня зубця буде утворена рядом дотичних ліній, кількість яких залежить від кількості зубців фрези, тобто отримуємо ломану криву, яка буде наближатися до евольвенти зі збільшенням кількості зубців фрези. Це можна пояснити тим, що при однозаходній черв'ячній фрезі за один повний оберт фрези зубчасте колесо повертається тільки на один кутовий крок між зубцями. В результаті огинання профілю зубця колеса зуб'ями фрези його поверхня буде обмежена гребінцями вистою H (для ведучого колеса H_1, для веденого H_2). При спряжені пари коліс по лінії зачеплення робочі профілі в найгіршому варіанті можуть контактувати не по евольвентній поверхні, а по вершинах гребінців, що внесе сумарну лінійну похибку Δ вздовж лінії зачеплення $\Delta = H_1 + H_2$.

В свою чергу [76, 223] $H = \dfrac{\pi^2 \rho k^2}{2 z_ф^2 z^2}$, де ρ – радіус кривини евольвенти в точці, яка розглядається; z – кількість зубців колеса; k – число заходів черв'ячної фрези.

Для точок профілю, які контактують по лінії зачеплення, розглянемо значення Δ в полюсі зачеплення. Тоді

$$\Delta = \frac{\pi^2 \rho_1 k^2}{2 z_ф^2 z_1^2} + \frac{\pi^2 \rho_2 k^2}{2 z_ф^2 z_2^2}\,. \qquad (2.2)$$

В свою чергу [223]

$$\rho = \frac{d_b}{2} tg\alpha_{x\max} = \frac{m_t z \cos\alpha_t}{2} tg\alpha_{x\max} = \frac{m_n z \cos\alpha_t}{2\cos\beta} tg\alpha_{x\max} = \frac{m_n z \cos\alpha_t}{2\cos\beta} tg \arccos\left(\frac{z\cos\alpha_t}{z + 2\cos\beta}\right).$$

Тоді

$$\Delta = \frac{\pi^2 m_n \cos\alpha_t k^2}{4 z_ф^2 \cos\beta}\left(\frac{1}{z_1} tg \arccos\left(\frac{z_1 \cos\alpha_t}{z_1 + 2\cos\beta}\right) + \frac{1}{z_2} tg \arccos\left(\frac{z_2 \cos\alpha_t}{z_2 + 2\cos\beta}\right)\right), \qquad (2.3)$$

де m_n – модуль нормальний зубчастої передачі; α_t – кут зачеплення (стандартне значення α_t = 20°); β – кут нахилу зубців; z_1, z_2 – кількість зубців ведучого та веденого коліс відповідно.

Розглянемо приклад розрахунку сумарної лінійної похибки Δ вздовж лінії зачеплення для зубчастої одноступеневої передачі з потужністю електродвигуна на ведучому зубчастому колесі P = 27 кВт; m_n = 8 мм; F_t = 4600 Н; α_t = 30°; b = 55 мм; z_1 = 18; z_2 = 27; β = 15°; $z_ф$ = 8; k = 2.

За залежністю (2.3) отримуємо

$$\Delta = \frac{3{,}14^2 \cdot 8 \cdot \cos 30^0 \cdot 2^2}{4 \cdot 8^2 \cos 15^0}\left(\frac{1}{18} tg \arccos\left(\frac{18 \cdot \cos 30^0}{18 + 2\cos 15^0}\right) + \frac{1}{27} tg \arccos\left(\frac{27 \cdot \cos 30^0}{27 + 2\cos 15^0}\right)\right) = 0{,}021 \text{ мм.}$$

Одночасно визначимо значення величини пружної деформації по нормалі до профілю під дією колової сили F_t = 4600 Н. Для цього скористуємося рекомендаціями [208, 303]. В цьому випадку величина зближення профілів по нормалі в точці контакту буде

$$\Delta l = \frac{\eta q}{\pi}\left\{\ln tg\left(\frac{\varphi_1}{2} + \frac{\pi}{4}\right) + \ln tg\left(\frac{\varphi_2}{2} + \frac{\pi}{4}\right)\right\}, \qquad (2.4)$$

де $\eta = \frac{2(1+\mu)}{E(1+2\mu)} = \frac{2(1+0,3)}{2\cdot 10^5(1+2\cdot 0,3)} = 0,000008125$; μ – коефіцієнт Пуассона (для сталевого матеріалу μ = 0,3); E – модуль пружності (для сталі $E = 2\cdot 10^5$ МПа); q – навантаження на одиницю ширини зубчастого вінця b; $q = \frac{F_t}{b} = \frac{4600}{55} = 83,6$ Н/мм; φ_1, φ_2 – кутові координати точок контакту поверхонь; $\varphi_1 = \varphi_2 = arctg\,\frac{y}{b_k} = arctg\,\frac{0,021}{0,004} = 5,25$; $b_k = \sqrt{\frac{2\eta q}{\pi R}} = \sqrt{\frac{2\cdot 0,000008125\cdot 83,6}{3,14\cdot 20}} = 0,004$ мм; y - координата, за якою визначають наближення тіл контакту (в нашому випадку цю координату приймаємо $y = \Delta = 0,016$ мм за залежністю (2.3)); b_k – напівширина площадки контакту двох тіл в процесі навантаження; R – зведений радіус кривини контактуючих поверхонь (гребінців) робочих профілів зубців; приймаємо, що $R_1 = R_2 = 0,05$ мм;

$$R = \frac{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}{2} = \frac{\frac{1}{0,05} + \frac{1}{0,05}}{2} = 20 .$$

Тоді зближення профілів зубців за залежністю (2.4) буде дорівнювати

$$\Delta l = \frac{0,000008125 \cdot 83,6}{3,14}\left\{\ln tg\left(\frac{5,25}{2} + \frac{3,14}{4}\right) + \ln tg\left(\frac{5,25}{2} + \frac{3,14}{4}\right)\right\} = 0,0007 \text{ мм},$$

тобто в процесі передачі обертового моменту профілі зблизяться на величину Δl = 0,0007 мм. Таким чином зазор буде $\delta = \Delta - \Delta l$ = 0,021 – 0,0007 = 0,0203 мм, *тобто гребінці на поверхні профілю зубця практично не деформуються під дією номінального навантаження* (*колової сили*).

Вплив коефіцієнта перекриття ε_γ на частоту ω контакту гребінців (виступів) профілів зубців коліс *при повороті на один кутовий крок* між зубцями по лінії зачеплення:

1) вершини гребінців ведучого колеса попадають у впадини між гребінцями веденого колеса

$$\omega = \frac{2z_{\phi}}{k}\varepsilon_{\gamma}; \tag{2.5}$$

2) вершини гребінців ведучого колеса попадають на вершини гребінців веденого колеса

$$\omega = \frac{z_{\phi}}{k}\varepsilon_{\gamma}. \tag{2.6}$$

Профілювання дійсного профілю зубців після операції зубофрезерування черв'ячною фрезою [50]**.** Після зубонарізання коліс черв'ячними фрезами бокова поверхня зубця буде утворена рядом дотичних ліній, кількість яких залежить від кількості зубців фрези z_{ϕ} та кількості її заходів k. Процес утворення профілю розглянемо з використанням рис. 2.1.

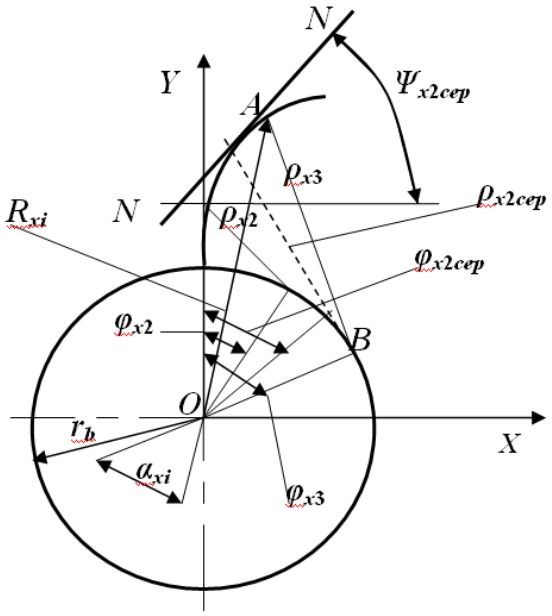


Рис. 2.1. Схема для профілювання дійсного робочого профілю зубця колеса

1. Виходячи із прямокутного трикутника ОАВ (рис. 2.1), визначаємо значення кута α_{xi}

$$\alpha_{xi} = \arccos\frac{r_b}{R_{xi}}, \tag{2.7}$$

де r_b – радіус основного кола; $r_b = \frac{m_n z \cos\alpha_t}{2\cos\beta}$; R_{xi} – радіус до точки дотику i-го радіуса кривини ρ_{xi} евольвенти.

Значення R_{xi} не може бути більше радіуса r_a кола вершин зубців, тобто

$$R_{xi} \le r_a = m_n\left(\frac{z}{2\cos\beta}+1\right). \qquad (2.8)$$

2. Кут розгорнутості евольвенти [223]

$$\varphi_{xi} = tg\alpha_{xi} = tg\arccos\frac{r_b}{R_{xi}}, \text{ рад.} \qquad (2.9)$$

Максимальний кут розгорнутості евольвенти буде у випадку, коли R_{xi} буде дорівнювати r_a. Тоді

$$\varphi_{x\max} = tg\alpha_{x\max} = tg\arccos\frac{r_b}{r_a} = tg\arccos\frac{z\cos\alpha_t}{z+2\cos\beta}, \text{ рад.} \qquad (2.10)$$

3. Загальна кількість дотичних ліній на робочому профілі зубця, яка залежить від кількості зубців фрези $z_ф$, коефіцієнта перекриття ε_γ та кількості заходів k фрези

$$k_\varphi = \frac{z_ô}{k}\varepsilon_\gamma . \qquad (2.11)$$

4. Розподіляємо $\varphi_{x\max}$ на визначену кількість дотичних ліній на робочому профілі зубця (на інтервали), тобто визначаємо значення кута кожного інтервалу

$$\varphi_{x(iíò)} = \frac{\varphi_{x\max}}{k_\varphi}, \text{ рад.} \qquad (2.12)$$

5. Визначаємо значення кутів початку і кінця кожного інтервалу, кількість яких залежить від кількості $k_i = k_\varphi+1$ радіусів кривини евольвенти ρ_{xi}, що їх обмежують, на всю розгортку евольвенти (від осі Y на рис. 2.1) до найбільшого радіуса кривини евольвенти $\rho_{\max}$, тобто до перетинання $\rho_{\max}$ з r_a

$$\varphi_{xi} = \varphi_{x(iíò)}(k_i - 1)\text{, рад} \tag{2.13}$$

де k_i – номер радіуса кривини евольвенти ρ_{xi} відповідного інтервалу (1, 2, 3, …, k_φ+1).

6. Визначаємо для кожного інтервалу середнє значення кута

$$\varphi_{xiñåð} = \frac{\varphi_{xi\min} + \varphi_{xi\max}}{2}\text{, рад} \tag{2.14}$$

та відповідне середнє значення ρ_{xicep}

$$\rho_{xiñåð} = r_b\varphi_{xiñåð} = \frac{m_n z\cos\alpha_t}{2\cos\beta}\varphi_{xiñåð}\,. \tag{2.15}$$

7. Для кожного інтервалу записуємо рівняння дотичної відповідного сліду різання черв’ячною фрезою

$$y_i = a_i x_i + b_i\,; \tag{2.16}$$

та встановлюємо для цих рівнянь граничні значення x_i

$$\frac{m_n z\cos\alpha_t}{2\cos\beta}(\sin\varphi_{xi\min} - \varphi_{xi\min}\cos\varphi_{xi\min}) \le x_i \le \frac{m_n z\cos\alpha_t}{2\cos\beta}(\sin\varphi_{xi\max} - \varphi_{xi\max}\cos\varphi_{xi\max})\,; \tag{2.17}$$

наприклад, для першого інтервалу визначаємо $\varphi_{x1\min}$ = 0 рад та $\varphi_{x1\max} = \varphi_{x2}$, тобто $\varphi_{x1\max}$ дорівнює значенню кута початку другого інтервалу; для другого

інтервалу – φ_{x2} (вже визначене значення) та φ_{x3} і т.д. Тоді $\varphi_{x1\min} = \varphi_{x1} = 0$, а $\varphi_{x1\max} = \varphi_{x2}$; $\varphi_{x2\min} = \varphi_{x2}$, а $\varphi_{x2\max} = \varphi_{x3}$ і т.д.

Значення кутового коефіцієнта a_i рівняння (2.16) визначаємо як $a_i = \mathrm{tg}\psi_{xicep} = \mathrm{tg}(90^o - \varphi_{xicep}) = \mathrm{ctg}\varphi_{xicep}$, а вільного члена b_i рівняння (2.16) за залежністю

$$b_i = \frac{m_n z \cos\alpha_t}{2\cos\beta}(\cos\varphi_{xiñåð} + \varphi_{xiñåð}\sin\varphi_{xiñåð}) - ctg\varphi_{xiñåð}\left[\frac{m_n z \cos\alpha_t}{2\cos\beta}(\sin\varphi_{xiñåð} - \varphi_{xiñåð}\cos\varphi_{xiñåð})\right]. \qquad (2.18)$$

Приклад. Визначити дійсний робочий профіль зубця колеса після зубофрезерування черв'ячною фрезою за таких умов: $m_n = 8$ мм; $z_1 = 18$; $\beta = 0^o$; $\alpha_t = 30^o$; $\varepsilon_\gamma = 1$; $z_\phi = 8$; $k = 2$.

1. Максимальний кут розгорнутості евольвенти

$$\varphi_{x\max} = tg\arccos\frac{r_b}{r_a} = \frac{z_1\cos\alpha_t}{z_1 + 2\cos\beta} = 0{,}588 \text{ рад.}$$

2. Загальна кількість дотичних ліній на робочому профілі зубця

$$k_\varphi = \frac{z_{\hat{o}}}{k}\varepsilon_\gamma = \frac{8}{2}\cdot 1 = 4.$$

3. Розподіляємо $\varphi_{x\max}$ на визначену кількість дотичних ліній на робочому профілі зубця (на інтервали)

$$\varphi_{x(iíò)} = \frac{\varphi_{x\max}}{k_\varphi} = \frac{0{,}588}{4} = 0{,}147 \text{ рад.}$$

4. Кількість $k_i = k_\varphi + 1$ радіусів кривини евольвенти ρ_{xi}, що обмежують інтервали $k_i = k_\varphi + 1 = 4 + 1 = 5$.

5. Визначаємо значення кутів початку і кінця кожного інтервалу за залежністю (2.13)

$$\varphi_{x1} = \varphi_{x(iíò)}(k_1 - 1) = 0{,}147(1-1) = 0 \text{ рад};\ \varphi_{x2} = 0{,}147(2-1) = 0{,}147 \text{ рад};$$

$$\varphi_{x3} = 0{,}147(3-1) = 0{,}294 \text{ рад};\ \varphi_{x4} = 0{,}147(4-1) = 0{,}441 \text{ рад};\ \varphi_{x5} = 0{,}147(5-1) = 0{,}588 \text{ рад}.$$

6. Визначаємо для кожного інтервалу середнє значення кута

$$\varphi_{x1ñåð} = \frac{\varphi_{x1\min} + \varphi_{x1\max}}{2} = \frac{0 + 0{,}147}{2} = 0{,}0735 \text{ рад};\ \varphi_{x2ñåð} = \frac{0{,}147 + 0{,}294}{2} = 0{,}2205 \text{ рад};$$

$$\varphi_{x3ñåð} = \frac{0{,}294 + 0{,}441}{2} = 0{,}3675 \text{ рад};\ \varphi_{x4ñåð} = \frac{0{,}441 + 0{,}588}{2} = 0{,}5145 \text{ рад}.$$

7. Визначаємо для кожного інтервалу середнє значення ρ_{xicep}

$$\rho_{x1ñåð} = \frac{m_n z_1 \cos\alpha_t}{2\cos\beta}\varphi_{x1ñåð} = \frac{8\cdot 18\cdot\cos 30^o}{2\cdot\cos 0^o}0{,}0735 = 4{,}58 \text{ мм};\ \rho_{x2ñåð} = \frac{8\cdot 18\cdot\cos 30^o}{2\cdot\cos 0^o}0{,}2205 = 13{,}75 \text{ мм};$$

$$\rho_{x3ñåð} = \frac{8\cdot 18\cdot\cos 30^o}{2\cdot\cos 0^o}0{,}3675 = 22{,}91 \text{ мм};\ \rho_{x4ñåð} = \frac{8\cdot 18\cdot\cos 30^o}{2\cdot\cos 0^o}0{,}5145 = 32{,}08 \text{ мм}.$$

8. Встановлюємо для чотирьох рівнянь дотичних граничні значення x_i

$$\frac{m_n z_1 \cos\alpha_t}{2\cos\beta}(\sin\varphi_{xi\min} - \varphi_{xi\min}\cos\varphi_{xi\min}) \le x_i \le \frac{m_n z_1 \cos\alpha_t}{2\cos\beta}(\sin\varphi_{xi\max} - \varphi_{xi\max}\cos\varphi_{xi\max})$$

$0 \le x_1 \le 0{,}0384$ мм; $0{,}0384 \le x_2 \le 0{,}54$ мм; $0{,}54 \le x_3 \le 1{,}77$ мм; $1{,}77 \le x_4 \le 4{,}1$ мм.

9. Визначаємо значення кутового коефіцієнта a_i для чотирьох рівнянь дотичних (2.16) та вільний член b_i

$$a_i = \mathrm{ctg}\varphi_{xicep};$$

$$b_i = \frac{m_n z_1 \cos\alpha_t}{2\cos\beta}(\cos\varphi_{xiñåð} + \varphi_{xiñåð}\sin\varphi_{xiñåð}) - ctg\varphi_{xiñåð}\left[\frac{m_n z_1 \cos\alpha_t}{2\cos\beta}(\sin\varphi_{xiñåð} - \varphi_{xiñåð}\cos\varphi_{xiñåð})\right];$$

$a_1 = 13{,}587$; $b_1 = 62{,}4346$; $y_1 = 13{,}587x_1 + 62{,}4346$;

$a_2 = 4{,}4618$; $b_2 = 62{,}8641$; $y_2 = 4{,}4618x_2 + 62{,}8641$;

$a_3 = 2{,}5973$; $b_3 = 63{,}77$; $y_3 = 2{,}5973x_3 + 63{,}77$;

$a_4 = 1{,}7689$; $b_4 = 65{,}1839$; $y_4 = 1{,}7689x_4 + 65{,}1839$.

10. Визначаємо координати точок перетинання дотичних прямих на робочому профілі зубця для його зображення (рис. 2.2).

$x_0 = 0$; $y_0 = 62{,}4346 – 62{,}4346 = 0$; $x_1 = 0{,}0384$; $y_1 = 62{,}9563 – 62{,}4346 = 0{,}5217$; $x_2 = 0{,}54$; $y_2 = 65{,}2735 – 62{,}4346 = 2{,}8389$; $x_3 = 1{,}77$; $y_3 = 68{,}3672 – 62{,}4346 =$ $= 5{,}9326$; $x_4 = 4{,}1$; $y_4 = 72{,}4364 – 62{,}4346 = 10{,}0018$.

Виходячи з аналізу дійсного профілю зубця та результатів профілювання зачеплення зубців однієї пари коліс можна констатувати, що максимальна амплітуда коливання передаточного числа при повороті зубця на один кутовий крок вздовж лінії зачеплення буде дорівнювати 0,6Δ (рис. 2.3).

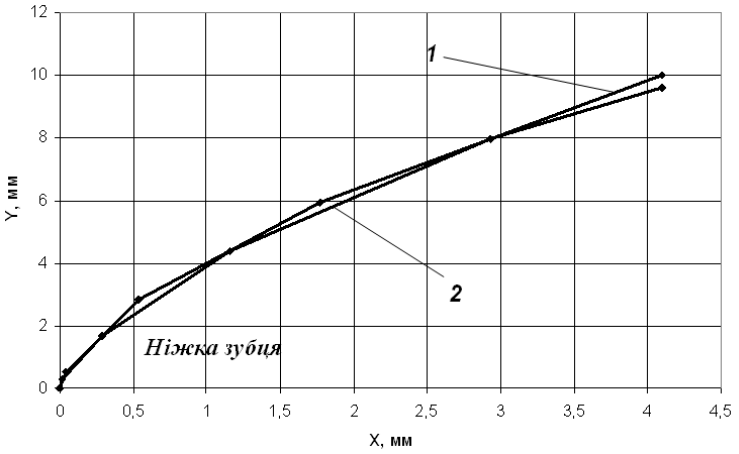


Рис. 2.2. Робочий профіль зубця: m_n = 8 мм; z_1 = 18; $\beta = 0^o$; $\alpha_t = 30^o$; $\varepsilon_\gamma = 1$; $z_\phi = 8$; $k = 2$
(1 – дійсний профіль; 2 – теоретичний евольвентний профіль)

Рис. 2.3. Залежність похибки Δ (амплітуди коливання веденого зубчастого колеса по лінії зачеплення) при повороті ведучого на один кутовий крок $\frac{360^o}{z_1} = \frac{360^o}{18} = 20^o$

Це пояснюється тим, що початок контакту профілів починається з вершини зубця ведучого колеса та ніжки веденого (на вершині виступи профілю (гребінці) зубця ведучого колеса максимальні, тому що ρ має максимальне значення, а виступи профілю зубця веденого колеса наближаються до нуля – ρ на початку утворення евольвенти дорівнює нулю). При виході зубця ведучого колеса із зачеплення процес контакту змінюється, тобто проходить контакт ніжки зубця ведучого колеса з головкою зубця веденого колеса.

Тому в кінцевому варіанті з урахуванням залежності (2.1) можна записати значення передаточного числа зубчастої передачі з урахуванням похибки, яка спричинена процесом зубофрезерування зубчастих коліс черв'ячними фрезами, тобто виникненням гребінців на робочому профілі зубців. При цьому похибку Δ вздовж лінії зачеплення з лінійних розмірів переведемо до кутових $\Delta\varphi$ з урахуванням ділильного діаметра ведучого колеса $d_1 = m_n z_1/\cos\beta$

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta \cdot 360^0 \cos\beta}{\pi m_n z_1} \text{ град; } \Delta\varphi = \frac{2\Delta\cos\beta}{m_n z_1} \text{ рад.} \qquad (2.19)$$

Тоді [50]

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_1}{u} + 0{,}6\Delta\varphi \sin z_2 \frac{\varphi_1}{u} = \frac{\varphi_1}{u} + \frac{54^0 \pi \cos\alpha_t k^2}{z_1 z_\phi^2}\left(\frac{1}{z_1} tg \arccos\left(\frac{z_1 \cos\alpha_t}{z_1 + 2\cos\beta}\right) + \frac{1}{z_2} tg \arccos\left(\frac{z_2 \cos\alpha_t}{z_2 + 2\cos\beta}\right)\right) \sin z_2 \frac{\varphi_1}{u}, \text{ град.} \qquad (2.20)$$

2.2. Динамічна та математична моделі для циліндричних зубчастих передач з урахуванням дії навантажень

В процесі роботи зубчастої передачі в її механічній системі виникають динамічні явища, які суттєво впливають на експлуатаційні показники привідних та складових конструкційних елементів зубчастої передачі, що передає відповідний обертовий момент. Динамічні явища в процесі обертального руху призводять до виникнення коливальних процесів в механічній системі, які і впливають на експлуатаційні показники конструкції

[1, 73, 78, 125]. Головними причинами, які призводять до виникнення коливань в зубчастих передачах, є похибки виготовлення зубчастих коліс, валів, підшипників, корпусів, неточність монтажу її елементів в процесі виконання складальних операцій тощо. Частота коливання зусиль в процесі передачі обертових моментів зубчастою передачею при певній робочій швидкості може збігатися з власною частотою всієї системи. В цьому випадку виникають резонансні явища, які нерідко призводять до виходу з ладу елементів механічної системи.

Розглянемо задачу аналізу коливальних процесів, які виникають за рахунок зміни передаточного числа зубчастої передачі внаслідок похибки профілів зубців ведучого та веденого коліс, що обумовлено технологією зубофрезерування коліс черв'ячними фрезами (параграф 2.1). Для розв'язування поставленої задачі необхідно розробити математичну модель динамічного процесу з урахуванням взаємодії електромагнітних явищ в асинхронному електродвигуні та механічних коливань системи. Привідна механічна система у вигляді схеми зображена на рис. 2.4, а розрахункова схема – на рис. 2.5 [37].

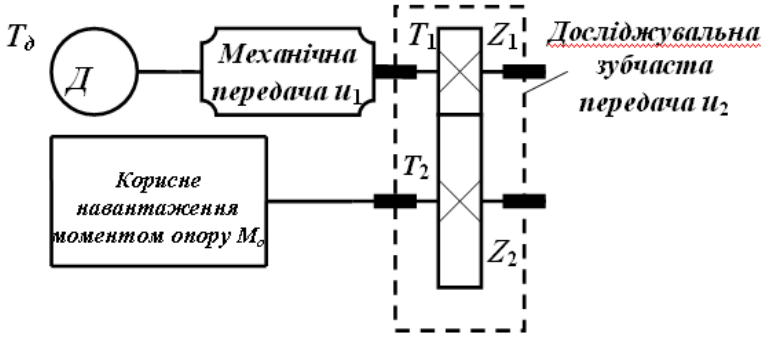


Рис. 2.4. Схема привідної механічної системи з зубчастою передачею

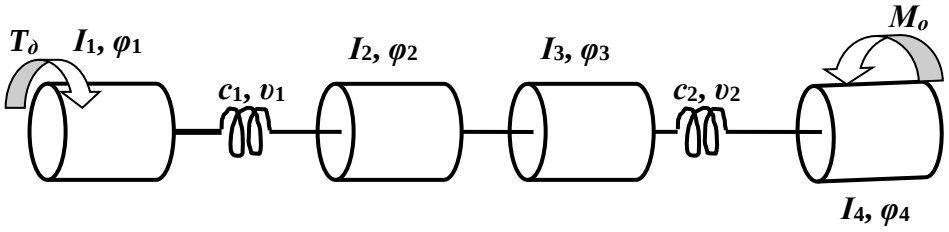


Рис. 2.5. Розрахункова схема привідної механічної системи

На рис. 2.4 наведена схема привідної механічної системи, на якій привід здійснюється асинхронним електродвигуном з обертовим моментом $T_д$, що передається на механічну передачу (механічна передача може бути зубчастою, ланцюговою, пасовою тощо) з передаточним числом u_1. Далі обертальний рух передається на досліджувальну зубчасту передачу з передаточним числом u_2, до якої приєднується корисне навантаження з моментом опору M_o, що може бути у вигляді різноманітних механічних систем.

На розрахунковій схемі привідної механічної системи (рис. 2.5) зображено привідний механізм у вигляді скінченого числа обертових елементів з моментами інерції I_1, I_2, I_3, I_4, зв'язаних між собою відповідними ланками. За узагальнені координати руху приймаємо кутові переміщення відповідних елементів φ_1, φ_2, φ_3, φ_4. Коефіцієнти жорсткості і коефіцієнти демпфування яких відповідно становлять c_1, υ_1, c_2, υ_2. Кінематичний зв'язок привідного механізму, який складається з електродвигуна та механічної передачі, що має передаточне число u_1, з механічною системою корисного навантаження здійснюється за рахунок досліджувальної зубчастої передачі з передаточним числом u_2 через зубчасті колеса z_1 і z_2. На розрахунковій схемі зубчасті колеса безпосередньо пов'язані з масами, які мають моменти інерції I_2, I_3 і I_4. Вважаємо, що значення інерційних, жорсткісних і дисипативних чинників елементів приводу визначені з урахуванням зведення до ведучої шестерні z_1.

В умовах стаціонарного режиму роботи розкриття зазору в зубчастій передачі z_1 і z_2 не виникає, тому вважаємо кінематичний зв'язок між масами з моментами інерції I_2 і I_3 жорстким. В результаті похибки профілів зубчастих коліс z_1 і z_2 передаточне число цієї зубчастої передачі періодично змінюється з частотою спряження зубців навколо середнього значення, яке дорівнює передаточному числу. В цьому випадку маємо

$$\varphi_3 = \frac{\varphi_2}{u_2} + \Delta\varphi \sin z_2 \frac{\varphi_2}{u_2} \ . \qquad (2.21)$$

де $\Delta\varphi$ - амплітуда відхилення кута повороту веденого колеса від положення, яке воно займає при ідеальному евольвентному профілі зубців.

Рівняння руху мас системи складаємо використовуючи рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j^{П} + Q_j^{Р} + Q_j^{З}; \ j = 1, 2, 3, \qquad (2.22)$$

де T – кінетична енергія; q_j – узагальнена координата; $Q_j^{І}$, $Q_j^{Д}$, $Q_j^{С}$ – узагальнені сили, які відповідають потенціальній енергії, енергії розсіювання та зовнішнім діям.

При розроблені математичної моделі вважаємо, що на привідну механічну систему не вливають зовнішні дії. Тому нехтуємо впливом значення $Q_j^{С}$.

Вираз кінетичної енергії з урахуванням визначення координати φ_3 за залежністю (2.21) подамо у вигляді

$$T = \frac{I_1\omega_1^2}{2} + \frac{I_2\omega_2^2}{2} + \frac{I_3\omega_2^2}{2u_2^2}\left[1 + \Delta\varphi \cos z_2 \frac{\varphi_2}{u_2}\right]^2 + \frac{I_4\omega_4^2}{2}, \qquad (2.23)$$

де ω_1, ω_2, ω_4 – кутові швидкості ланок з моментами інерції I_1, I_2, I_4;

$$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}; \ \omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}; \ \omega_4 = \frac{d\varphi_4}{dt} \ . \qquad (2.24)$$

Узагальнені сили $Q_j^{І}$ і $Q_j^{Д}$ визначаємо за залежностями

$$Q_j^{П} = -\frac{\partial П}{\partial q_j}\,;\; Q_j^{P} = -\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j}\,, \tag{2.25}$$

де $П$ – потенціальна енергія; Φ – дисипативна функція (функція Релея).

Вирази потенціальної енергії та функції Релея запишімо як

$$П = \frac{c_1(\phi_1 - \phi_2 u_1)^2}{2} + \frac{c_2}{2}\left(\frac{\phi_2}{u_2} + \Delta\phi \cos z_2 \frac{\phi_2}{u_2} - \phi_4\right)^2; \tag{2.26}$$

$$\Phi = \frac{\upsilon_1(\omega_1 - \omega_2 u_1)^2}{2} + \frac{\upsilon_2}{2}\left[\frac{\omega_2}{u_2}\left(1 + \Delta\varphi \cos z_2 \frac{\varphi_2}{u_2}\right) - \omega_4\right]^2, \tag{2.27}$$

де c_1, c_2 – коефіцієнти жорсткості муфт;

υ_1, υ_2 – коефіцієнти демпфування муфт.

На підставі залежностей для кінетичної (2.23) і потенціальної (2.26) енергій та для функції Релея (2.27) з урахуванням залежностей (2.22) та (2.25) отримуємо диференціальні рівняння руху. Рух ротора двигуна описується рівнянням [37]

$$I_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + \upsilon_1(\omega_1 - \omega_2) + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = T_{ä}\,, \tag{2.28}$$

де T_{∂} – електромагнітний обертовий момент електродвигуна.

Диференціальне рівняння руху досліджувальної зубчастої передачі з передаточним числом u_2 набуває вигляду [37]

$$\begin{gathered}\left(I_2 + \frac{I_3 s^2}{u_2^2}\right)\frac{d\omega_2}{dt} - \frac{I_3 \Delta\varphi z_2^2 s \omega_2^2}{u_2^3}\sin\frac{z_2\varphi_2}{u_2} + \frac{c_2 s}{u_2}\left(\frac{\varphi_2}{u_2} + \Delta\varphi \sin\frac{z_2\varphi_2}{u_2} - \varphi_4\right) - \\ - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + \frac{\upsilon_2 s}{u_2}\left(\frac{\omega_2 s}{u_2} - \omega_4\right) - \upsilon_1(\omega_1 - \omega_2) = 0,\end{gathered} \tag{2.29}$$

де $s = 1 + \Delta\varphi \cos z_2 \dfrac{\varphi_2}{u_2}$.

Диференціальне рівняння руху механічної системи корисного навантаження з моментом сил опору руху набуває вигляду [37]

$$I_4 \frac{d\omega_4}{dt} + \upsilon_2\omega_4 + c_2\varphi_4 - \upsilon_2 \frac{d}{dt}\left(\frac{\varphi_2}{u_2} + \Delta\varphi \sin\frac{z_2\varphi_2}{u_2}\right) - c_2\left(\frac{\varphi_2}{u_2} + \Delta\varphi \sin\frac{z_2\varphi_2}{u_2}\right) = -M_o\,. \qquad (2.30)$$

Обертовий момент асинхронного двигуна T_∂ будемо визначати з використанням рівнянь електромагнітного стану машини згідно із рекомендаціями роботи [234]

$$\frac{di_s}{dt} = a_s(u_s + e_s - r_s i_s) + b_s(e_R - r_R i_R)\,; \qquad (2.31)$$

$$\frac{di_R}{dt} = b_R(u_s - e_s - r_s i_s) + a_R(e_R - r_R i_R)\,. \qquad (2.32)$$

В наведених залежностях індекси S і R вказують на приналежність відповідних параметрів до обмоток статора та ротора електродвигуна. Параметри i_s та i_R є матрицями-колонками проекцій струмів на координатні осі x та y, тобто $i_s = col\ (i_{sx},\ i_{sy})$; $i_R = col\ (i_{Rx},\ i_{Ry})$. Матриці-колонки електромагнітних рухомих сил обертання можна представити у вигляді

$$e_s = \begin{bmatrix} & \omega_0 \\ -\omega_0 & \end{bmatrix} \psi_s; \qquad e_R = \begin{bmatrix} & \omega_0 - p_0\omega_1 \\ p_0\omega_1 - \omega_0 & \end{bmatrix} \psi_R,$$

де ω_0 – циклічна частота струму; ω_1 – кутова швидкість ротора електродвигуна; p_0 – число пар магнітних полюсів; ψ_s, ψ_R – матриці-колонки повних потокозчеплень; a_s, a_R, b_s, b_R – сталі коефіцієнти

$$a_s = \alpha_s\left(1 - \frac{\alpha_s}{\alpha_m + \alpha_s + \alpha_R}\right);\ a_R = \alpha_R\left(1 - \frac{\alpha_R}{\alpha_m + \alpha_s + \alpha_R}\right);\ b_s = b_R = -\frac{\alpha_s\alpha_R}{\alpha_m + \alpha_s + \alpha_R};$$

α_s, α_R, α_m – величини, які зворотні індуктивностям розсіювання обмоток і робочої індуктивності електродвигуна; r_s, r_R – опір обмоток; u_s – матриця-колонка напруги живлення; $u_s = col\ (u_m, 0)$; u_m – амплітуда напруги живлення.

Матриці-колонки ψ_s та ψ_R визначаємо за залежностями

$$\psi_s = \left(\frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha_m}\right) i_s + \frac{1}{\alpha_m} i_R; \quad \psi_R = \left(\frac{1}{\alpha_R} + \frac{1}{\alpha_m}\right) i_R + \frac{1}{\alpha_m} i_s.$$

Електромагнітний момент двигуна визначаємо за залежністю [37]

$$T_{\ddot{a}} = \frac{3}{2} p_0 (i_{sy} i_{Rx} - i_{sx} i_{Ry}) \alpha_m . \tag{2.33}$$

Наведена математична модель асинхронного двигуна записана в нормальній формі Коші. Це полегшує розгляд поставленої динамічної задачі, яка зводиться до чисельного розв’язку нелінійної системи звичайних диференціальних рівнянь (2.28) – (2.32) з урахуванням залежності (2.33).

Початковими умовами інтегрування рівнянь руху є значення координат і швидкостей мас системи на початковому моменті часу, а рівнянь електромагнітного стану є відповідні значення проекцій струмів. Для аналізу стаціонарних процесів здійснюємо інтегрування рівнянь динаміки до встановлення коливальних явищ. Початкові умови будемо вважати відомими.

Для аналізу коливальних процесів, які виникають за рахунок зміни передаточного числа зубчастої передачі внаслідок похибки профілів зубців ведучого та веденого коліс, що обумовлено технологією зубофрезерування коліс черв’ячними фрезами, була розроблена програма на мові програмування Fortran-6 з використанням для розв’язування системи диференціальних рівнянь методом Рунге-Кутта (додаток А).

Для дослідження коливних процесів з використанням розробленої програми була прийнята механічна система шестишпиндельного токарного напівавтомата моделі 1286-6 [119]. Ця система використовується для приводу

коробки швидкостей і коробки подач напівавтомата. Крім цього, вона подібна схемі привідної механічної системи, що зображена на рис. 2.4. Вихідні дані механічної системи були прийняті такі: 1) електродвигун АК-180-М4/1470; r_s = 0,134 Ом; r_R = 0,117 Ом; u_m = 310,5 В; α_s = 1250 Г$^{-1}$; α_m = 20,408 Г$^{-1}$; p_0 = 2; I_1 = 0,38 кг·м^2; 2) муфта втулково-пальцева υ_1 = 50 Н·м·с/рад; c_1 = 0,3·10^6 Н·м/рад; 3) зубчаста передача; I_2 = 0,1 кг·м^2; u_1 = 1; 4) досліджувана зубчаста передача: I_3 = 0,05 кг·м^2; передаточне число u_2 = 2; число зубців веденого колеса z_2 = 60; модуль m_n = 3,5 мм; кут нахилу зубців β = 10º; $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад; 5) муфта втулково-пальцева υ_1 = 50 Н·м·с/рад; c_1 = 0,3·10^6 Н·м/рад; 6) корисне навантаження; M_o = 400 Н·м; I_4 = 0,43 кг·м^2.

Результати виконаних досліджень з використанням розробленої програми дозволили отримати залежності для визначення обертових моментів електродвигуна T_∂, на вхідному валу досліджуваної зубчастої передачі T_1 і на вихідному валу цієї передачі T_2 (рис. 2.6…2.8).

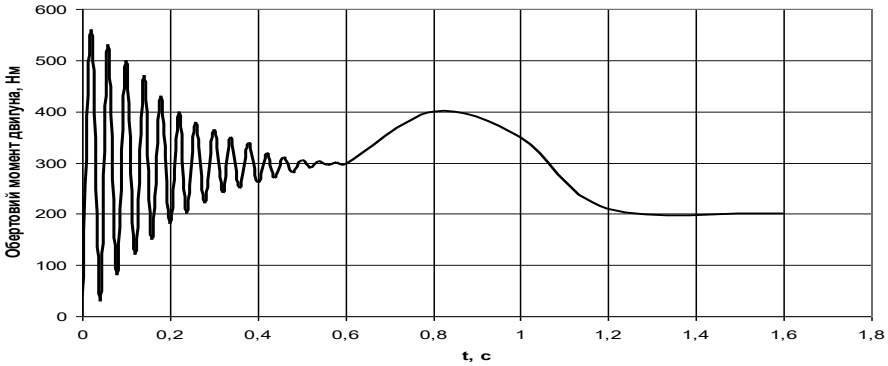


Рис. 2.6. Обертовий момент електродвигуна T_∂ в період пуску до сталого режиму роботи при $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад

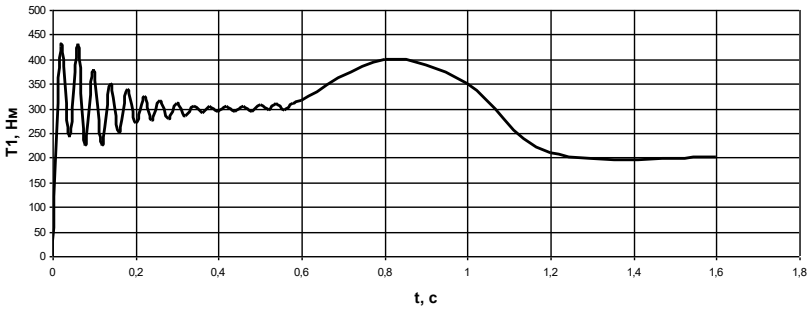


Рис. 2.7. Обертовий момент на вхідному валу досліджуваної зубчастої передачі T_1 в період пуску до сталого режиму роботи при u_1 = 1; $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад

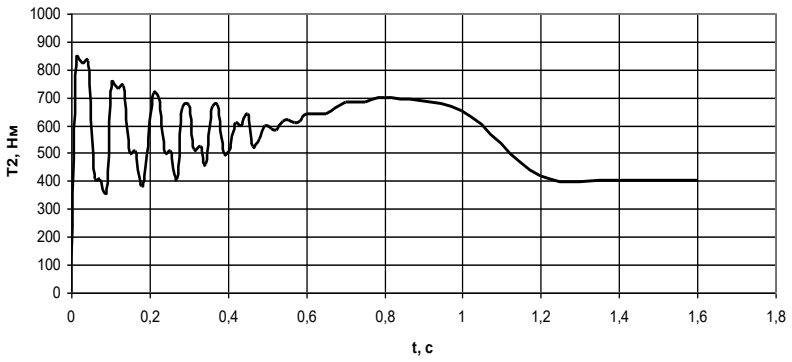


Рис. 2.8. Обертовий момент на вихідному валу досліджуваної зубчастої передачі T_2 в період пуску до сталого режиму роботи при u_2 = 2; $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад

Крім цього, була отримана залежність, яка показує зміну кутової швидкості електродвигуна за часом його роботи в період пуску до сталого режиму роботи (рис. 2.9). Аналіз цієї залежності показує, що сталий режим роботи з максимальною кутовою швидкістю ω_1 починається через 0,4 с. Аналогічні залежності були отримані для вхідного та вихідного валів досліджуваної зубчастої передачі при u_1 = 1 і u_2 = 2. Кутова швидкість в цьому випадку була: $\omega_3 = \omega_1$ (при u_1 = 1); $\omega_4 = 0{,}5\omega_1$ (при u_2 = 2).

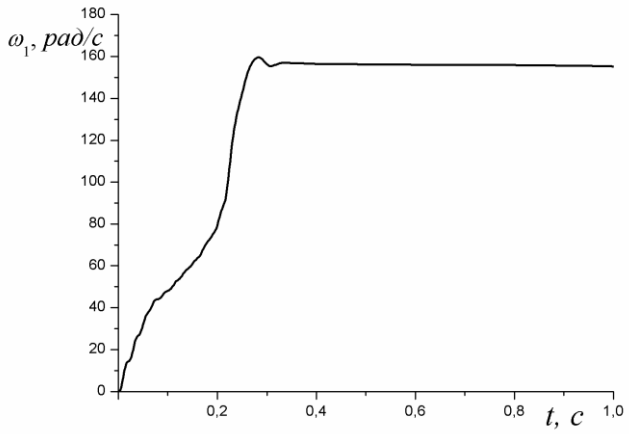


Рис. 2.9. Кутова швидкість електродвигуна ω_1 в період пуску до сталого режиму роботи

В процесі роботи досліджуваної зубчастої передачі виникають крутильні коливання зубчастих коліс, значення яких реєструвалося на

вихідному валу і які залежать від похибки профілів $\Delta\varphi$ зубців ведучого та веденого коліс вздовж лінії зачеплення, що обумовлено технологією зубофрезерування коліс черв'ячними фрезами $z_ф$ = 6 і 10. Це дозволило розглядали вплив різних значень похибок профілів $\Delta\varphi$ зубців вздовж лінії зачеплення, які залежать від кількості зубців черв'ячної фрези $z_ф$, на амплітуду коливань a при u_2 = 2 з використанням розробленої програми на мові програмування Fortran-6. Результати окремих досліджень представлені на рис. 2.10.

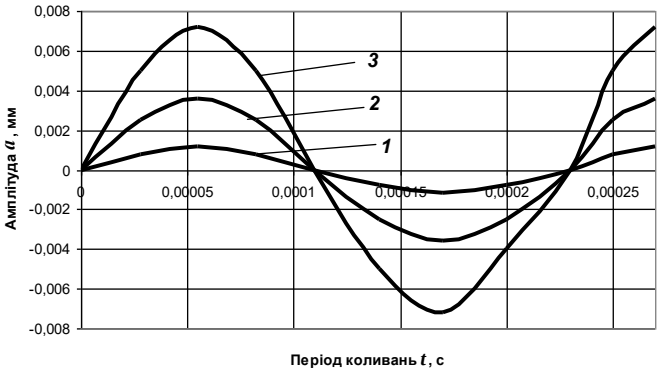


Рис. 2.10. Залежність амплітуди коливань вихідного вала вздовж лінії зачеплення від похибки профілів зубців ведучого та веденого коліс фрезерованих черв'ячною фрезою $z_ф$ = 6 при u_2 = 2: *1* – $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад; *2* – $\Delta\varphi$ = 0,0004 рад; *3* – $\Delta\varphi$ = 0,0006 рад

Крутильні коливання призводять до додаткових обертальних рухів, спряженого з ведучим колесом веденого вздовж лінії зачеплення на величину амплітуди a та відповідно до зміни кутової швидкості ω_4 на величину [37]

$$\Delta\omega = \frac{2a\cos\beta}{m_n z_2 t}, \text{ рад/с} \qquad (2.34)$$

де t – час зміни амплітуди від нульового значення до максимального , що відповідає 0,25τ (τ – період коливного руху в рад). В нашому випадку (рис. 2.10) t = 0,25t_τ = 0,0000575 с, де t_τ = 0,00023 с – час одного періоду.

Результати аналізу графічних залежностей, які представлені на рис. 2.6…рис. 2.8 та рис. 2.10 показали, що коливання передаточного числа за рахунок похибки профілів робочих поверхонь зубців $\Delta\varphi$ ведучого і веденого коліс передачі впливають на зміну амплітуди крутильних коливань і відповідно на збільшення значення обертальних моментів особливо в період пуску до сталого режиму роботи. В свою чергу це призводить до зміни кутової швидкості $\Delta\omega$ передачі і збільшення внутрішніх динамічних навантажень.

Згідно із рис. 2.10 a_1 = 0,0012 мм; a_2 = 0,0036 мм; a_3 = 0,0072 мм. Тоді за залежністю (2.34) $\Delta\omega_1$ = 0,2 рад/с; $\Delta\omega_2$ = 0,6 рад/с; $\Delta\omega_3$ = 1,2 рад/с.

Визначаємо кутову швидкість на вихідному валу досліджуваної зубчастої передачі без урахування похибки профілю

$$\omega_4 = \frac{\pi n_\partial}{30u_2} = \frac{3{,}14 \cdot 1470}{30 \cdot 2} = 76{,}93 \text{ рад/с.}$$

де n_∂ – дійсне значення частоти обертання ротора електродвигуна, хв$^{-1}$.

Тоді дійсне значення кутової швидкості при похибці профілю зубців буде:

1) $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад → $\omega_{4.1} = \omega_4 + \Delta\omega_1$ = 76,93 + 0,2 = 77,13 рад/с;

2) $\Delta\varphi$ = 0,0004 рад → $\omega_{4.2}$ = 77,53 рад/с;

3) $\Delta\varphi$ = 0,0006 рад → $\omega_{4.3}$ = 78,13 рад/с.

Визначаємо потужність на вихідному валу від моменту корисного навантаження:

1) номінальна потужність $P_{2н} = 10^{-3} M_o \omega_4 = 10^{-3} \cdot 400 \cdot 76{,}93$ = 30 кВт;

2) потужність $P_{2.1}$ = 30,9 кВт;

3) потужність $P_{2.2}$ = 31 кВт;

4) потужність $P_{2.3}$ = 31,3 кВт.

На підставі отриманих значень потужностей визначаємо коефіцієнт K_v внутрішніх динамічних навантажень в залежності від похибки профілю $\Delta\varphi$ спряжених зубців коліс:

1) $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад → $K_v = \frac{P_{2.1}}{P_{2н}} = \frac{30,9}{30} = 1,03$;

2) $\Delta\varphi$ = 0,0004 рад → K_v = 1,033;

3) $\Delta\varphi$ = 0,0006 рад → K_v = 1,043.

Розрахунки виконані для зубчастого колеса z_2 = 60; m_n = 3,5 мм при коловій швидкості v = 8 м/с.

За допомогою розробленої програми були проведені дослідження для зубчастих передач з похибками Δ на робочій поверхні зубця ведучого колеса, які відповідали значенню $\Delta\varphi$ в межах 0,00005…0,0006 рад, тобто з похибками профілю f_f згідно ГОСТ 1643-81 в межах 6…8 ступенів точності з модулем від 1 мм до 16 мм, ділильними діаметрами d_1 до 1000 мм при колових швидкостях в межах v = 1…10 м/с . Після статистичної обробки результатів експериментів була отримана залежність для визначення коефіцієнта K_v від дії внутрішніх динамічних навантажень обумовлених технологією зубофрезерування коліс черв'ячними фрезами [27, 37, 82, 300,]

$$K_v = C_{K_v} \exp\left[\frac{77,7\Delta\cos\beta}{m_n z_1}\right] \cdot \exp\left[3\cdot 10^{-6}\frac{\omega_1}{u} d_2\right], \qquad (2.35)$$

де C_{K_v} – коефіцієнт пропорційності; для коефіцієнта K_{H_v} → $C_{K_{Hv}}$ = 1,1; для коефіцієнта K_{F_v} → $C_{K_{Fv}}$ = 1,4;

Δ – висота вершин гребінців на робочій поверхні зубця ведучого колеса (похибка профілю), яка обумовлена технологією зубофрезерування коліс черв'ячними фрезами (визначається за залежністю (2.3)), мм; крім цього, ця похибка може включати і похибку кроку зачеплення f_{pbr}, яка також впливає на внутрішні динамічні процеси;

ω_1 – кутова швидкість ведучого зубчастого колеса з числом зубців z_1, рад/с;

u – передаточне число зубчастої передачі;

d_2 – ділильний діаметр веденого зубчастого колеса з числом зубців z_2 (d_2 =

$= m_n z_2/\cos\beta$), мм.

2.3. Вплив тертя профілів зубців в зачеплені циліндричної зубчастої передачі на демпфірування вимушених коливань

Відомо, що у точці контакту профілів зубців, які знаходяться у зачеплені (по лінії зачеплення), мають місце їх відносні перекочування та ковзання. Перекочування профілів відбувається в зоні ділильних діаметрів, а ковзання – в зонах профілю, що розміщуються вище або нижче зон ділильних діаметрів. В результаті цієї взаємодії виникає сила тертя F, яка призводить до втрати енергії у зачеплені, стійкості зубців проти спрацьовування та заїдання. Відносну швидкість ковзання v_s профілів зубців можна визначити за залежністю [86]

$$v_s = (\omega_1 + \omega_2) \cdot l_p \,, \tag{2.36}$$

де ω_1, ω_2 – кутова швидкість ведучого та веденого коліс відповідно; l_p – змінна відстань від полюса зачеплення P до точки дотикання профілів зубців по лінії зачеплення.

На підставі аналізу залежності (2.36) можна зробити висновок, що швидкість ковзання зубців у зачеплені пропорційна відстані від полюса зачеплення P до точки дотикання профілів зубців. У полюсі зачеплення вона дорівнює нулю, а при переході через полюс міняє свій знак. Максимальні значення швидкість ковзання має при контакті верхньої точки профілю головок зубців із нижньою точкою профілю ніжок зубців.

Тертя в рухомих з’єднаннях проходить в більшості випадків при наявності тієї чи іншої кількості мастил. Забезпечення чисто рідинного тертя зубців коліс, особливо при малих швидкостях ковзання (для зубчастих передач в межах від 0,5 м/с до 5 м/с) практично неможливо. Тому на практиці основною складовою сили тертя є сила, яка пропорційна нормальному тиску,

тобто сила відома під назвою Кулонове тертя. Значення цієї сили визначають за законом Амонтона-Кулона

$$F = fN \ , \tag{2.37}$$

де f – коефіцієнт тертя; N – нормальне навантаження.

Оцінку впливу Кулонова тертя на демпфірування вимушених коливань зубчастих передач за нашими спостереженнями розглядалося ще недостатньо [304]. Тому розгляд цього питання є основною метою цієї роботи, тобто на підставі результатів теоретичних досліджень встановити вплив тертя профілів зубців в зачеплені циліндричної зубчастої передачі на демпфірування вимушених коливань.

Для розгляду цієї задачі скористуємося зубчастою передачею, яка складається з однієї пари зубчастих коліс, що знаходяться в зачеплені (рис. 2.11) [35, 36].

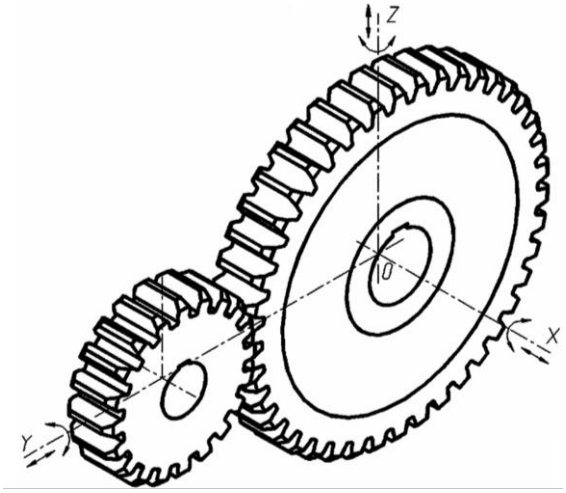


Рис. 2.11. Циліндрична зубчаста передача

Вісь X розміщуємо так, щоб вона співпадала з віссю обертання коліс; вісь Y суміщаємо з міжосьовою відстанню; вісь Z розміщуємо перпендикулярно до осей X і Y.

У випадку, коли зубчаста передача навантажена обертальним моментом T, то зубці ведучого (меншого) колеса взаємодіють із зубцями спареного (веденого більшого) колеса. В результаті цієї дії виникає сила N

нормального навантаження, яка направлена вздовж лінії зачеплення. У випадку, коли зубчаста передача косозуба, то сила N має нахил до всіх координатних осей. Її значення встановлюють за залежністю [86]

$$N = \frac{2T}{d_1 \cos\beta \cos\alpha_n},$$

де d_1 – ділильний діаметр ведучого колеса; β – кут нахилу зубців коліс; α_n – кут зачеплення у нормальному перерізі зубців.

Силу N можна розкласти на три взаємно перпендикулярні складові: $F_t = 2T/d_1$ – колова сила (дотична до ділильного кола зубчастого колеса); $F_a = F_t \mathrm{tg}\beta$ – осьова сила, яка паралельна осі обертання зубчастого колеса; $F_r = F_t \mathrm{tg}\alpha_n/\cos\beta$ – радіальна сила, яка направлена вздовж міжосьової відстані по радіусу зубчастого колеса. У випадку зачеплення прямозубих коліс ($\beta = 0$) колова сила залишається такою ж, осьова $F_a = 0$, а радіальна сила буде $F_r = F_t \mathrm{tg}\alpha$, де $\alpha = \alpha_n$ – кут зачеплення для прямозубої передачі.

Вектор сили тертя завжди є направленим в сторону протилежну векторам швидкості ковзання поверхонь та швидкості відносних коливань спряжених деталей. Тому роль сили тертя зводиться до гасіння цих коливань. Розглянемо в цьому випадку стійку систему, тобто таку, для якої корпус зубчастої передачі (наприклад, корпус редуктора) є жорстким і масивним, вали мають значну крутильну жорсткість, а зубчасті колеса – жорсткі тіла і мають тільки три ступеня вільності, а саме незалежні переміщення тільки вздовж трьох координатних осей (рис. 2.12). Такий підхід допустимий і в багатьох випадках зустрічається на практиці. Розглянемо наведену систему (рис. 2.12) як лінійну, а результат дії отримаємо сумуванням коливань від кожної складової, тобто від сил F_r, F_a та F_t. Для спрощення аналізу дослідимо три випадки руху системи під дією сили, яка відповідно співпадає з кожною із осей координат.

1. Збуджуюча сила направлена вздовж осі Y і співпадає з напрямом вектора швидкості v_s. Рівняння руху для цього випадку має вигляд [35, 93, 249]

$$m\ddot{y} + C_y(y_0 + y) = F + F_r \sin\omega t\ , \qquad (2.38)$$

де m – маса вузла (зубчасте колесо, вал, підшипники); C_y – зведена жорсткість системи (зубчасте колесо, вал, підшипники); $F_r\sin\omega t$ – зовнішня сила, яка змінюється за часом t з частотою кутової швидкості ω.

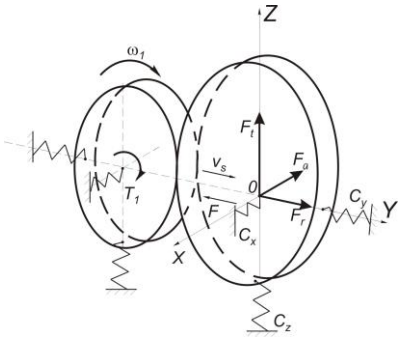


Рис. 2.12. Схема пружної системи зубчастої передачі

В розглянутому випадку сила тертя F є сталою за величиною, але змінною за напрямком . Вказане сприяє гасінню власних коливань. Тому в такій системі встановлюється динамічний процес з частотою власних коливань ω. Таким чином, найбільш небезпечним випадком є випадок коли

$$\omega \approx \sqrt{\frac{C_y}{m}}\ .$$

Вільні коливання в такій системі не затухають, а вимушені мають резонанс з безмежно зростаючою амплітудою. На цій властивості системи базується ідея компенсації сил тертя, яка вперше розглянута М.Є. Жуковським.

2. Збуджуюча сила направлена вздовж осі X . Рівняння руху по осях координат XOY будуть [35, 93, 249]

$$m\ddot{y} + C_y y = F_y; \tag{2.39}$$

$$m\ddot{x} + C_x x = F_x + F_a \sin \omega t, \tag{2.40}$$

де C_x – зведена жорсткість системи в напрямку осі X; F_y, F_x – складові сили тертя по осях координат.

Величина сили тертя в цій системі (в зубчастій передачі) не змінюється, що пояснюється сталим значенням нормального навантаження N. Але в процесі виникнення коливань вздовж осі X зі швидкістю $\dot{x}$, вектор швидкості змінює направлення, що призводить до зміни напряму сили тертя на кут α

$$\alpha = \text{arc tg}\,\frac{\dot{x}}{v_s}.$$

В цьому випадку складові сили тертя можна визначити за залежностями

$$F_y = F\frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{\dot{x}}{v_s}\right)^2}}; \tag{2.41}$$

$$F_x = -F\frac{\dot{x}}{v_s\sqrt{1+\left(\frac{\dot{x}}{v_s}\right)^2}}. \tag{2.42}$$

В залежностях (2.41) і (2.42) не врахована швидкість $\dot{y}$ коливань по осі Y, яка є дуже малою величиною у порівнянні зі швидкістю v_s, що для практичних випадків може бути використано. На цій же підставі можна знехтувати другою складовою у підкореневому виразі рівнянь (2.41) і (2.42), що дозволить отримати значення складових сили тертя у вигляді

$$F_y \approx F\,; \qquad F_x \approx -\frac{F}{v_s}\dot{x}\,, \tag{2.43}$$

тобто складова сили тертя по осі X пропорційна швидкості коливань. Цей висновок вказує на те, що опір руху при сухому терті може підпорядковуватися закону в'язкого опору. В цьому випадку направлення коливань повинно бути перпендикулярно направленню швидкості v_s.

Наближено вираз для складової F_y можна отримати, якщо розкласти залежність (2.41) в ряд при умові, що $\dot{y} < v_s$. При обмежені двома членами маємо

$$F_y = \pm F\left(1 - \frac{1}{2}\cdot\frac{\dot{x}^2}{v_s^2} + \ldots\right). \tag{2.44}$$

Для визначення значення $\dot{x}^2$ в рівнянні (2.44) розглянемо рівняння руху по осі X

$$m\ddot{x} + \frac{F}{v_s}\dot{x} + C_x x = F_a \sin\omega t\,. \tag{2.45}$$

Рівняння (2.45) є рівнянням коливної системи з в'язким опором, тобто пропорційним швидкості. Вільні коливання в такій системі затухають за експоненціальним законом, а вимушені в резонансній зоні мають обмежену амплітуду. При достатньо значному значені співвідношення F/v_s рух системи відбувається аперіодичним. Розв'язок рівняння (2.45) має вигляд

$$x = a_x \sin(\omega t + \varphi)\,, \tag{2.46}$$

де a_x – амплітуда коливань по осі X; φ – кут фазового зсуву між переміщенням по осі X та збурюючою силою.

Тоді

$$\dot{x}^2 = \frac{1}{2} a_x^2 \omega^2 [1 + \cos 2(\omega t + \varphi)] . \tag{2.47}$$

Після підстановки залежності (2.47) в залежність (2.44), отримаємо

$$F_y = F\left(1 - \frac{a_x^2 \omega^2}{4v_s{}^2}\right) - \frac{F a_x^2 \omega^2}{4v_s{}^2} \cos 2(\omega t + \varphi) . \tag{2.48}$$

З рівняння (2.48) видно, що постійна складова в рівнянні для F_y зменшується на деяку величину, а змінна складова змінюється з подвійною частотою. Після підставлення значення F_y в рівняння руху (2.39) по осі Y, отримаємо

$$m\ddot{y} + C_y y = -\frac{F a_x^2 \omega^2}{4v_s{}^2} \cos 2(\omega t + \varphi) . \tag{2.49}$$

Це рівняння вказує, що в напрямку осі OY виникають коливання з подвійною частотою зі зростанням амплітуди при резонансі.

3. Збуджуюча сила направлена вздовж осі Z . Рівняння руху по осях координат YOZ будуть [93, 249]

$$m\ddot{y} + C_y y = F_y ;$$

$$m\ddot{z} + C_z z = F_t \sin \omega t , \tag{2.50}$$

де C_z – зведена жорсткість системи в напрямку осі Z.

Коливання вздовж осі Z призводять до зміни сили тертя. Це пояснюється тим, що як було показано вище $F_y \approx F = Nf$. В цьому випадку $N = C_z z$, а $F_y \approx C_z zf$. Тоді

$$m\ddot{y} + C_y y = C_z zf \sin \omega t \,. \qquad (2.51)$$

З аналізу залежності (2.51) можна встановити, що вздовж осі Y виникнуть коливання системи під впливом змінної сили тертя. При резонансі амплітуда цих коливань буде різко зростати.

Аналіз отриманих даних. Проаналізуємо два основні можливі варіанти поєднання розглянутих випадків стасовно зубчастих передач: 1) зубчаста передача прямозуба, тобто кут β = 0º і збуджуюча сила N знаходиться в площині YOZ, а сила F_a = 0; 2) зубчаста передача косозуба, тобто коли збуджуюча сила N має нахил до всіх осей координат і для розгляду поєднуються всі три елементарні системи.

1. Збуджуюча сила діє в площині YOZ під деяким кутом до осі Y. Цей випадок об’єднує першу і третю елементарні системи. Рівняння руху вздовж осі Y має вигляд [35]

$$m\ddot{y} + C_y y = F_r \sin \omega t \pm C_z zf \sin \omega t$$

або

$$m\ddot{y} + C_y y = (F_r \pm C_z zf) \sin \omega t \,. \qquad (2.52)$$

Знак перед складовою сили тертя $C_z zf$ визначається її направленням. Якщо вона направлена на зустріч силі F_r, то приймається знак мінус, а якщо співпадає з напрямом сили F_r – знак плюс. Крім цього, знак ± може бути і перед першою складовою F_r, що залежить від співвідношення частоти ω збуджуючої сили та власної частоти ω_z системи вздовж осі Z. У випадку, коли $\omega < \omega_z$, коливання вздовж осі Z проходять у фазі зі збуджуючою силою, а

коли $\omega > \omega_z$, коливання вздовж осі Z проходять у противофазі. Як правило, для зубчастих передач $\omega < \omega_z$, а збуджуюча сила збільшує нормальний тиск, тому F_r рахується додатнім.

Для підтвердження цього висновку визначимо для одноступеневого редуктора, наприклад, типу Ц-200Н [106] значення ω і ω_z. Частота обертання швидкохідного валу n = 1500 хв$^{-1}$; відстань між опорами (підшипниками) швидкохідного валу l = 300 мм; діаметр вала d = 40 мм; T = 2000 Н·м; діаметр ділильного кола ведучого колеса d_1 = 80 мм; передаточне число u = 2; модуль m_n = 6 мм; маса системи зубчастої передачі m = 64 кг.

Визначаємо значення сили $F_t = 2T\cdot10^3/d_1 = 2\cdot2000\cdot10^3/80 = 50000$ Н. Прогин вала вздовж осі Z буде

$$y_z = \frac{F_t l^3}{48EI} = \frac{50000\cdot300^3}{48\cdot2\cdot10^5\cdot0{,}05\cdot40^4} = 1{,}1 \text{ мм.}$$

Частота збуджуючої сили $\omega = n/60 = 1500/60 = 25$ с$^{-1}$, а частота власних коливань системи вздовж осі Z

$$\omega_z = \sqrt{\frac{g}{y_z}} = \sqrt{\frac{9810}{1{,}1}} = 94{,}4 \text{ с}^{-1}.$$

Крім цього, визначимо частоту власних коливань системи вздовж осі Y. Прогин вала вздовж осі Y при $F_r = F_t \mathrm{tg}\alpha_n/\cos\beta = 50000\cdot0{,}364 = 18200$ н (α_n = 20º; β = 0º; tg20º = 0,364; cos0º = 1) буде

$$y_y = \frac{F_r l^3}{48EI} = \frac{18200\cdot300^3}{48\cdot2\cdot10^5\cdot0{,}05\cdot40^4} = 0{,}4 \text{ мм,}$$

а частота власних коливань системи вздовж осі Y

$$\omega_y = \sqrt{\frac{g}{y_y}} = \sqrt{\frac{9810}{0,4}} = 156,6 \text{ с}^{-1}.$$

Таким чином, результати розрахунків підтвердили висновок, що $\omega < \omega_z$, і $\omega < \omega_y$, а F_r в залежності (2.52) необхідно рахувати додатнім.

Також розглянемо вплив коливань вздовж осі Z, які є перпендикулярними до напрямку ковзання робочих поверхонь зубців коліс, на їх демпфірування з використанням амплітудно-частотної характеристики (резонансна крива). Для цього визначимо коефіцієнт пропорційності α сили тертя F_y від сили F_t до швидкості ковзання v_s при $l_p = 2m_n = 2 \cdot 6 = 12$ мм = 0,012 м і $f = 0,08$

$$\alpha = \frac{F_y}{v_s} = \frac{F_t f}{(\omega_1 + \omega_2) l_p} = \frac{50000 \cdot 0,08}{(25 + 12,5) 0,012} = 8892 \text{ Н·с/м}.$$

На підставі отриманих даних визначимо значення коефіцієнта затухання коливань ξ від дії сили тертя F_y вздовж осі Y

$$\xi = \frac{\alpha}{2m} = \frac{8892}{2 \cdot 64} = 69,5 \text{ с}^{-1}.$$

Отримані дані дозволяють отримати амплітудно-частотну характеристику з урахуванням впливу на значення сили тертя F_y коливань вздовж осі Z у вигляді $\eta = f(\omega/\omega_y)$, $\eta = a_y/a_{вy}$, де a_y - амплітуда збуджуючих коливань вздовж осі Y; $a_{вy}$ – амплітуда власних коливань системи вздовж осі Y. В цьому випадку [249]

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_y}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{\xi}{\omega_y}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\omega_y}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{156,6}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{69,5}{156,6}\right)^2 \left(\frac{\omega}{156,6}\right)^2}}.$$

Значення ω приймаємо в межах від 0 до $3\omega_y$, що дозволило отримати амплітудно-частотну характеристику (рис. 2.13).

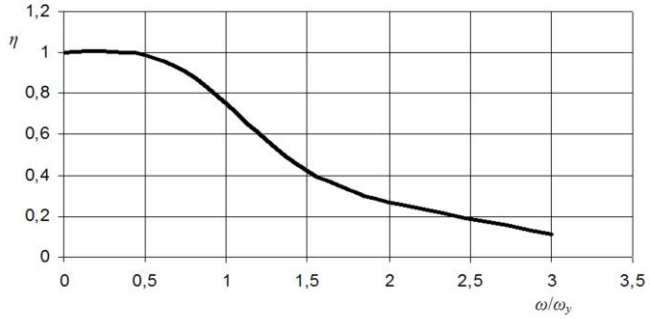


Рис. 2.13. Амплітудно-частотна характеристика (резонансна крива) в площині ковзання робочих профілів зубців коліс (вздовж осі *Y*) з урахуванням сили тертя від дії коливань вздовж осі *Z*

Результати аналізу амплітудно-частотної характеристики показують, що вимушені коливання системи мають в резонансній зоні обмежену амплітуду, тобто коливання, які перпендикулярні до напрямку ковзання робочих поверхонь зубців коліс, демпфіруються тертям за законом в'язкого опору.

2. Збуджуюча сила розміщується з нахилом до всіх осей координат, тобто маємо об'єднання всіх трьох елементарних систем. Такий випадок в практиці проектування та виготовлення зубчастих передач найбільш поширений, тобто більше поширення отримали косозубі зубчасті передачі, для яких кут $\beta > 0$.

Розглядаючи всі три елементарні системи, рівняння руху вздовж осі *Y* можна привести до вигляду [35]

$$m\ddot{y} + C_y y = F_y \sin(\omega t + \psi), \tag{2.53}$$

де $F_y = \sqrt{(xC_x f \cos\varphi + F_r \pm zC_z f)^2 + x^2 C_x^2 f^2 \sin^2\varphi}$;

$ctg\psi = ctg\varphi + (F_r \pm C_z z)/(xC_x \sin\varphi)$.

В цьому випадку сила тертя в рухомому з'єднані робочих поверхонь зубців коліс викликає коливання системи. При резонансі амплітуда цих коливань зростає. Розглянемо цей випадок на прикладі одноступеневого

редуктора типу Ц-200Н. Для виконання необхідних розрахунків скористуємося даними, які наведені вище для редуктора типу Ц-200Н з урахуванням, що вздовж осі X діє сила $F_a = F_t \mathrm{tg}\beta$, кут нахилу зубців $\beta = 11^o$, а кут φ фазового зсуву між переміщенням по осі X та збурюючою силою дорівнює 0°. Тоді $F_a = 50000 \cdot \mathrm{tg}11^o = 9700$ н; $l_p = 8m_n = 8 \cdot 6 = 48$ мм = 0,048 м (максимальне значення l_p). Для визначення сили тертя F_y скористуємося даними залежності (2.53)

$$F_y = F_a f \cos(90^0 - \beta)\cos\phi + F_r - F_t f =$$
$$= 9700 \cdot 0,08 \cos 79^0 \cos 0^0 + 18200 - 50000 \cdot 0,08 = 148 + 18200 - 4000 = 14348 \acute{I} \ ;$$

$$\alpha = \frac{F_y}{v_s} = \frac{F_y}{(\omega_1 + \omega_2) l_p} = \frac{14348}{(25 + 12,5) 0,048} = 7971 \ \text{Н·с/м};$$

$$\xi = \frac{\alpha}{2m} = \frac{7971}{2 \cdot 64} = 62 \ \text{с}^{-1};$$

$$y_y = \frac{F_y l^3}{48EI} = \frac{14348 \cdot 300^3}{48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,05 \cdot 40^4} = 0,28 \ \text{мм};$$

$$\omega_y = \sqrt{\frac{g}{y_y}} = \sqrt{\frac{9810}{0,28}} = 187 \ \text{с}^{-1}.$$

Для випадку, яке розглядається значення η буде

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{187}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{62}{187}\right)^2 \left(\frac{\omega}{187}\right)^2}} \ .$$

Визначимо значення η при співвідношенні частот ω/ω_y = 0; 0,75; 1,0; 1,25; 2. При цьому маємо: η_1 = 1,0; η_2 = 1,52; η_3 = 1,53; η_4 = 1,0; η_5 = 0,3. З аналізу отриманих даних можна зробити висновок, що тертя в рухомих з’єднаннях в напрямку осі Y підвищує ефект збуджуючих сил, тобто такі

коливання можуть бути відсутніми, якщо на робочих профілях зубців в процесі їх роботи не буде тертя. Тому для зменшення коливань зубчастої передачі в процесі роботи необхідно зменшувати шорсткість робочих поверхонь профілів зубців передачі, особливо тих механізмів, для яких коливання не допускаються. Для реалізації цієї задачі в першу чергу, в процесі виготовлення зубчастих коліс відповідальних механізмів, кінцевою операцією оброблення робочих поверхонь зубців повинно бути зубошліфування або зубошевінгування чи зубохонінгування.

Таким чином, тертя в рухомих з'єднаннях в напрямку заданого руху не тільки не демпфірує коливання, але й підсилює ефект дії зовнішніх збуджуючих сил. Цей висновок підтверджується визначеними значеннями співвідношень амплітуд. Для зменшення впливу зовнішніх збуджуючих сил, які направлені вздовж ковзання робочих профілів, на коливання зубчастої передачі необхідно зменшувати шорсткість робочих поверхонь зубців до R_a = 1,25…0,63 мкм, що суттєво покращить поведінку системи при дії збурюючих сил за рахунок зменшення тертя.

Коливання, які є перпендикулярними до напрямку ковзання робочих поверхонь зубців коліс, демпфіруються тертям за законом в'язкого опору.

2.4. Методика експериментальних досліджень для перевірки результатів теоретичних досліджень на фізичній моделі

Для дослідження та перевірки результатів теоретичних досліджень на фізичній моделі був спроектований та виготовлений випробувальний стенд з замкненим силовим потоком [49, 131]. Кінематична схема такого стенда зображена на рис. 2.14, а його загальний вид – на рис. 2.15. При конструюванні випробувального стенда за основу був прийнятий стенд для дослідження зубчастих передач на втому при статичних навантаженнях, який було розроблено Експериментальним науково-дослідним інститутом машинознавства (м. Москва) [187].

Основними вузлами стенда (рис. 2.14) є редуктори 1 і 2, в яких встановлені випробувальні зубчасті колеса z_1 і z_2, які створюють дослідний редуктор, а колеса z_3 і z_4 утворюють замикаючий редуктор. Зубчасті колеса z_1 і z_3 з'єднані між собою валом 6 за допомогою глухих фланцевих муфт 5, а колеса z_2 і z_4 – валом 7 з карданними шарнірами. Редуктори мають привід від електродвигуна *Д* за допомогою пружної втулково-пальцевої муфти.

Редуктор 1 закріплено жорстко на фундаментній плиті, а редуктор 2 – на підшипниках і двох опорах 8. Опори 8 також закріплено на фундаментній плиті. Навантаження зубчастих коліс здійснюється за принципом замкненого силового потоку при навантажені редуктора 2 моментом $M=FL$ (L = 650 мм), який здійснюється важелем 4 з вагою 3.

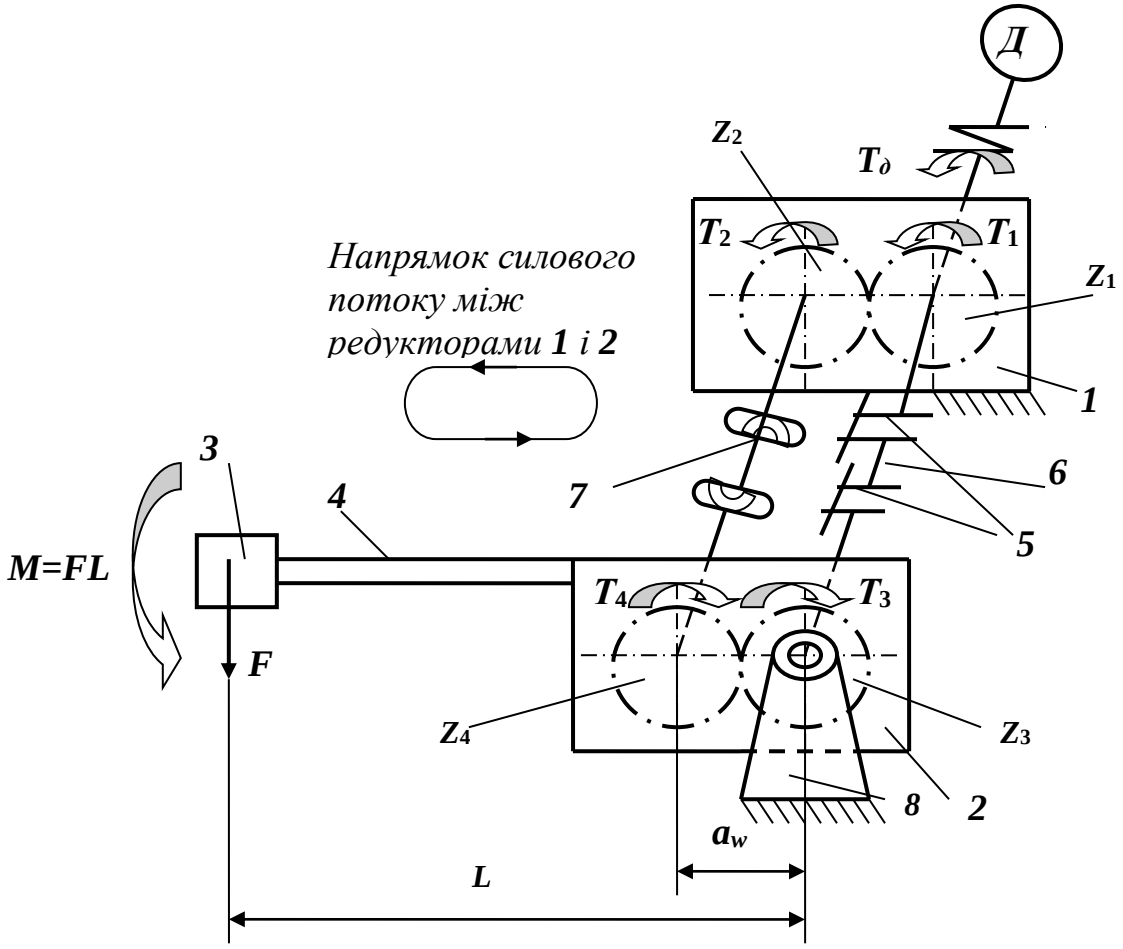


Рис. 2.14 .Кінематична схема випробувального стенда з замкненим силовим потоком

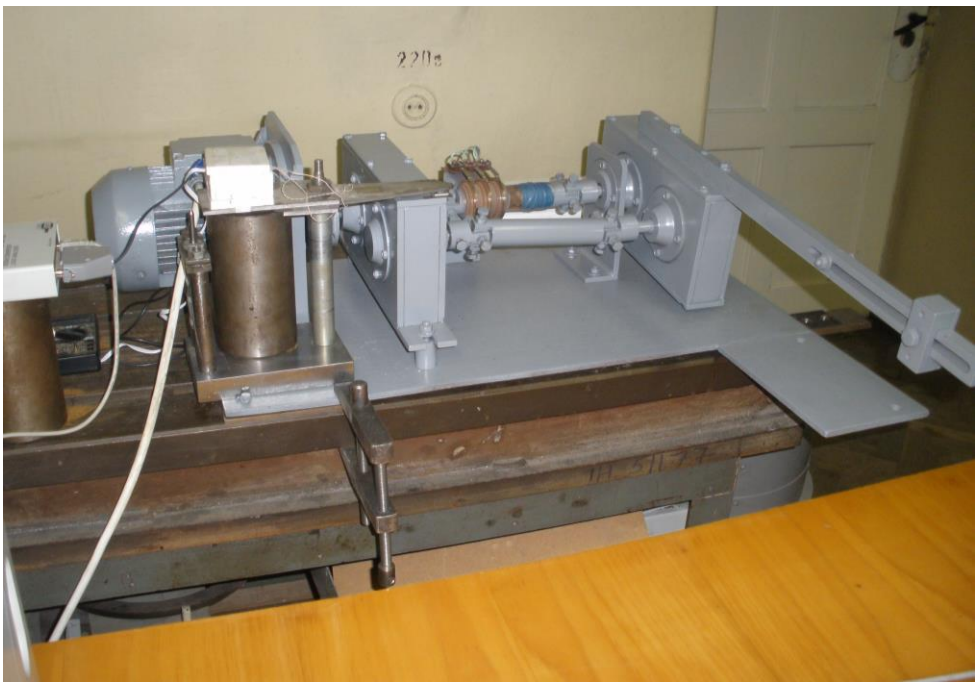


Рис. 2.15. Випробувальний стенд

Навантаження зубчастих коліс здійснюється моментом $M=FL$, а саме:

$$T_3 = \frac{M}{\left(1+\frac{z_4}{z_3}\frac{1}{\eta_{34}}\right)\eta_{12}\eta_{34}}; \quad T_4 = \frac{M}{1+\frac{z_3}{z_4}\eta_{34}}; \quad T_1 = T_3\eta_5; \quad T_2 = T_4\eta_7;$$

$$T_{\ddot{a}} = \frac{M(1-\eta_{12}\eta_{34})}{\left(1+\frac{z_4}{z_3}\frac{1}{\eta_{34}}\right)\eta_{12}\eta_{34}},$$

де $\eta_{12.}, \eta_{34}$ – коефіцієнт корисної дії між зубчастими колесами відповідних передач; η_5 – коефіцієнт корисної дії глухих фланцевих муфт 5; η_7 – коефіцієнт корисної дії карданної передачі 7.

Обертальний рух зубчастим передачам здійснюється асинхронним електродвигуном *Д* типу А32-4 номінальною потужністю P_∂ =1 кВт з частотою обертання n_∂ = 1410 хв$^{-1}$. Його потужність витрачається тільки на подолання сил тертя в зачеплені та в підшипниках.

В процесі розроблення методики експериментальних досліджень на фізичній моделі основну увагу приділяли таким питанням:

1. Встановити вплив висоти вершин гребінців Δ на робочій поверхні

зубця ведучого колеса z_1 (похибка профілю), які обумовлені технологією зубофрезерування коліс черв'ячними фрезами, що відповідають значенню $\Delta\varphi$ в межах 0,00005…0,0004 рад, тобто з похибками профілю f_{fr} згідно ГОСТ 1643-81, що відповідає від 21,7% до 86,9% поля допуску в межах 6…8 ступенів точності відповідно, при різних значеннях обертових моментів T_1 і T_2, які визначаються моментом $M = FL$, а також шорсткості робочих поверхонь зубців на коливні процеси зубчастої передачі.

2. Для експериментального визначення T_1 на з'єднувальному валу 6 між зубчастими колесами z_1 і z_3 правого та лівого редукторів були наклеєні тензометричні давачі під кутом 45^0 (чотири давачі – два з правостороннім направленням R_1 і R_3 і два з лівостороннім – R_2 і R_4). Давачі з'єднувалися у напівмостову схему.

Напівмостова схема тензометричних давачів за допомогою струмознімача під′єднувалася до тензометричної станції УТ-4. Сигнал від тензометричної станції подавався на мікроамперметри, які використовувалися для точного балансування мостової схеми разом з тензостанцією УТ-4. Мікроамперметри безпосередньо під′єднувалися до аналогово цифрового перетворювача типу USB3000 (рис. 2.16).

Рис. 2.16. Аналогово цифровий перетворювач USB3000

Модуль USB3000 призначений для побудови мобільних компактних систем збору та оброблення аналогової та цифрової інформації. Він є універсальним вимірювальним пристроєм, може використовуватись як осцилограф, регістратор або як спектроаналізатор. Висока швидкодія дозволяє досліджувати швидкопротікаючі процеси і широкополосні сигнали. Технічна характеристика цього модуля наведена в табл. 2.1

Для отримання, оброблення та зберігання результатів вимірювань на ПЕОМ використовували програмне забезпечення “PowerGraph“.

Для визначення значення T_1 по відхиленню курсору на робочому вікні комп’ютера виконували тарування значень T_1 за рахунок навантаження силою F (рис. 2.14), тобто моментом M. Навантажування здійснювали масою 3, яку закріпляли на важелі 4 (рис. 2.14). Тоді сила $F = mg$, Н (m – навантажувальна маса, кг; g – прискорення вільного падіння, м/с^2). Для створення навантажувального моменту M = 150 Нм використовувалася маса m = 23,5 кг ($M = FL$ = 23,5·9,81·0,65 = 150 Нм). При цьому навантажені курсор відхилявся на 40 мм. Тарувальний графік зображено на рис. 2.17 і він має лінійну залежність.

Таблиця 2.1

Технічна характеристик модуля USB3000

Аналогово-цифровий перетворювач	
1	2
Кількість каналів	8 диференціальних
Максимальна частота дискретизації	3 МГц
Розрядність АЦП	14 біт
Діапазон вхідного сигналу	-5В…+5В
Кількість каналів	2
Максимальна частота дискретизації	100 кГц
Розрядність АЦП	12
Діапазон вхідного сигналу	-5В…+5В

Продовження таблиці 2.1	
1	2
Цифрові входи/виходи	
Кількість цифрових входів/виходів	18
Частота запиту	До 6 Мгц
Швидкість передачі даних	100 Мбіт/с

3. Для експериментального визначення параметрів коливного процесу (амплітуди і частоти) використовували балку рівного опору, на яку наклеювали тензодавачі та з’єднували їх в мостову схему. Сигнал з мостової схеми подається на підсилювач і далі на реєструючий пристрій, з якого на модуль USB3000 та комп’ютер. Робоче вікно комп’ютера зображено на рис. 2.18.

Рис. 2.17. Тарувальний графік обертового моменту T_1

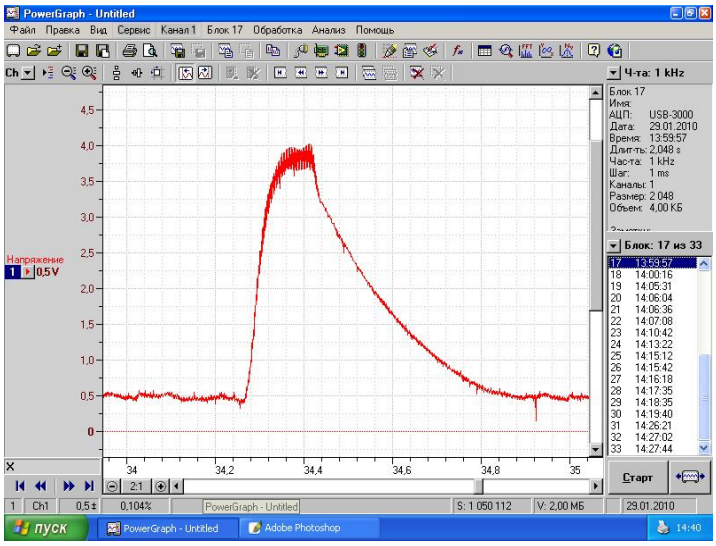


Рис. 2.18. Робоче вікно комп’ютера в процесі тарування

Балка рівномірного опору закріплена на стойці, яка з’єднана з опорною плитою (рис. 2.19). Для визначення параметрів коливного процесу (амплітудно-частотної характеристики) балку рівномірного опору, яка закріплена на стойці, під’єднували до корпусу редуктора, що закріплений нерухомо до фундаментної плити.

Для отримання, оброблення та зберігання результатів вимірювань на ПЕОМ використовували програмне забезпечення “PowerGraph“. Перед проведенням досліджень виконували тарування пристрою при різних значеннях напруги: 1,7 В і 2,5 В на 100 мкм прогину балки. Результати тарування зображені на рис. 2.20.

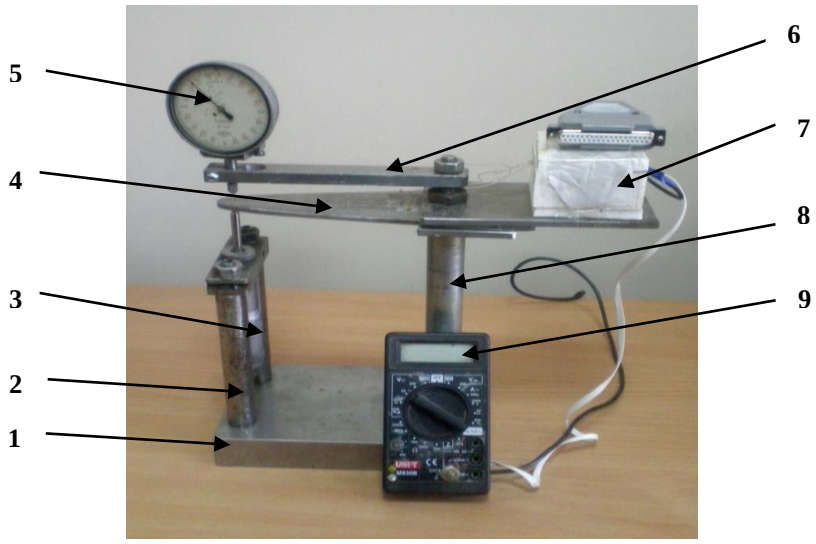


Рис. 2.19. Загальний вигляд пристрою для вимірювання параметрів коливного процесу: 1 – опорна плита; 2 – стійка для тарування приладу; 3 – мікрометричний гвинт; 4 – балка рівномірного опору з наклеєними тензодавачами; 5 – індикатор годинникового типу; 6 – тримач індикатора для тарування; 7 – підсилювач; 8 – стійка; 9 – реєструючий пристрій

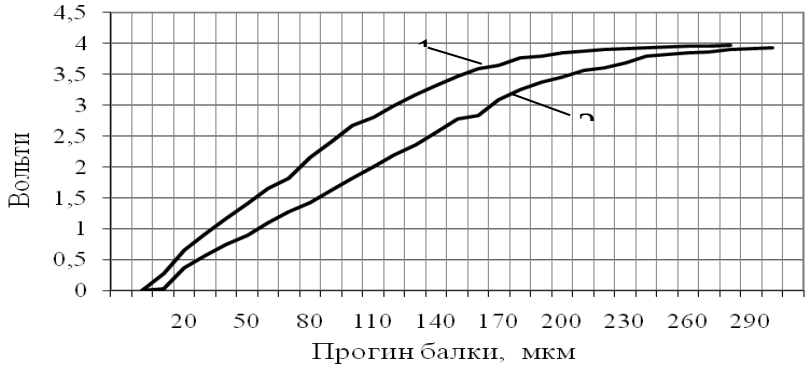


Рис. 2.20. Тарувальний графік для визначення прогину балки в залежності від напруги: 1 – 2,5 В / 100 мкм; 2 – 1,7 В / 100мкм

На рис. 2.21 зображено випробувальний стенд і всі необхідні прилади для реєстрації коливань системи.

Рис. 2.21. Випробувальний стенд і прилади для реєстрації коливань системи

4. Для планування експериментальних досліджень та математичної обробки отриманих результатів використовувався повнофакторний експеримент (ПФЕ) [196]. Ставиться задача визначити вплив похибки профілю $\Delta\varphi$, шорсткості робочих поверхонь зубців R_a та обертового моменту T_1, який витрачається на подолання корисного навантаження, на величину амплітуди коливання a. Досліди виконувалися з використанням прямозубих зубчастих коліс $\beta = 0^0$, які виготовлялися зі сталі 40Х модуля m_n = 4 мм з числом зубців $z_1 = z_3 = 30$ і $z_2 = z_4 = 30$ ($\alpha_t = 20^0$), а ширина вінців коліс b = 20 мм.. Зубчасті колеса після термічної обробки (покращання) мали твердість: ведуче – HB_1 = 245…280; ведене – HB_2 = 215…235. Зубці коліс нарізалися черв'ячними фрезами m_n = 4 мм класу точності АА із швидкорізальної сталі Р6М5 з кількістю зубців $z_ф$ = 6…10.

Міжосьова відстань редукторів випробувального стенда a_w = 120 мм, а передаточне число u = 1. Змащування зубчастих коліс редукторів випробувального стенду при проведені всіх досліджень виконували мастилом СТ – 20, як найбільш ефективним [127].

Зв'язок між амплітудою a і чинниками, які впливають на її величину

можна описати так [82]

$$a = C_a \Delta\varphi^n R_a^m T_1^{\,p}, \tag{2.54}$$

де C_a – сталий коефіцієнт пропорційності;

n, m, p – невідомі показники степені.

Залежність (2.54) нелінійна за чинниками, які входять до її складу. Для переходу до лінійної залежності її необхідно прологарифмувати, що зводить залежність (2.54) до виду

$$\ln a = \ln C_a + n \ln \Delta\varphi + m \ln R_a + p \ln T_1 .$$

Введемо позначення:

$\ln a = \tilde{y}$; $\ln C_a = b_0$; $n = b_1$; $\Delta\varphi = \tilde{x}_1$; $m = b_2$; $R_a = \tilde{x}_2$; $p = b_3$; $T_1 = \tilde{x}_3$.

Тоді отримаємо

$$\tilde{y} = b_0 + b_1 \ln \tilde{x}_1 + b_2 \ln \tilde{x}_2 + b_3 \ln \tilde{x}_3 . \tag{2.55}$$

Рівняння (2.55) є постульованою емпіричною моделлю залежності амплітуди від чинників, які впливають на її величину. Для визначення коефіцієнта пропорційності і показників степені використовуємо ПФЕ типу 2^3 [205]. Результати кодування чинників зубчастої передачі, які досліджуються, наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Рівні зміни чинників

Рівні чинників	$\Delta\varphi$, рад		R_a, мкм		T_1, Н·м	
	$\tilde{x}_1$	$\ln \tilde{x}_1$	$\tilde{x}_2$	$\ln \tilde{x}_2$	$\tilde{x}_3$	$\ln \tilde{x}_3$
Верхній (+)	0,0004	-7,82	3,2	1,16	150	5,01
Основний (0)	0,000225	–	1,9	–	100	–
Нижній (–)	0,00005	-9,9	0,63	-0,46	50	3,91

Перетворимо незалежні змінні $\tilde{x}_i$ в безрозмірні змінні за залежністю [196]

$$x_i = \frac{2(\ln \tilde{x}_i - \ln \tilde{x}_{i\max})}{\ln \tilde{x}_{i\max} - \ln \tilde{x}_{i\min}} + 1 . \qquad (2.56)$$

На підставі даних табл. 2.2 знаходимо безрозмірні змінні

$$x_1 = \frac{2(\ln \tilde{x}_1 + 7{,}82)}{-7{,}82 + 9{,}9} + 1 = 0{,}96 \ln \tilde{x}_1 + 7{,}52 ;$$

$$x_2 = \frac{2(\ln \tilde{x}_2 - 1{,}16)}{1{,}16 + 0{,}46} + 1 = 1{,}23 \ln \tilde{x}_2 - 0{,}43 ;$$

$$x_3 = \frac{2(\ln \tilde{x}_3 - 5{,}01)}{5{,}01 - 3{,}91} + 1 = 1{,}82 \ln \tilde{x}_3 - 8{,}11 .$$

Рівняння з введенням членів, які враховують взаємодію чинників, записуємо в кодованих змінних

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{23} x_2 x_3 + b_{13} x_1 x_3 + b_{123} x_1 x_2 x_3 . \qquad (2.57)$$

Для відтворюваності результатів дослідів приймаємо число повторних дослідів r = 2. В процесі виконання дослідів використовуємо матрицю ПФЕ 2^3, куди і заносимо отримані результати (табл. 2.3).

Для забезпечення отримання значень $\Delta\varphi$ і R_a в межах верхнього та нижнього рівнів зубофрезерування зубчастих коліс виконувалося на зубофрезерному верстаті мод. 5К324 методом обкочування з використанням відповідних фрез і режимів [82]:

1) $\Delta\varphi$ = 0,0004 рад; R_a = 3,2 мкм → фреза $z_ф$ = 6; швидкість різання V = 36,2 м/хв; осьова подача S = 2,5 мм/оберт заготовки; припуск по товщині зубця 0,6 мм;

Таблиця 2.3

Умови та результати дослідів

Дослід	x_1		x_2		x_3		Перший дослід a_1, мкм	Другий дослід a_2, мкм	Середнє значення $\bar{a}$, мкм	$\ln \bar{a}$
	Код	$\Delta\varphi$, рад	Код	R_a, мкм	Код	T_1, Н·м				
1	+	0,0004	+	3,2	+	150	10	9	9,5	2,25
2	–	0,00005	+	3,2	+	150	8	9	8,5	2,14
3	+	0,0004	–	0,63	+	150	9	8	8,5	2,14
4	–	0,00005	–	0,63	+	150	7	8	7,5	2,01
5	+	0,0004	+	3,2	–	50	13	14	13,5	2,60
6	–	0,00005	+	3,2	–	50	12	11	11,5	2,44
7	+	0,0004	–	0,63	–	50	12	13	12,5	2,53
8	–	0,00005	–	0,63	–	50	11	10	10,5	2,35

2) $\Delta\varphi$ = 0,00005 рад; R_a = 3,2 мкм → фреза $z_ф$ = 10; швидкість різання V = 38,4 м/хв; осьова подача S = 2 мм/оберт заготовки; припуск по товщині зубця 0,6 мм;

3) $\Delta\varphi$ = 0,0004 рад; R_a = 0,63 мкм → фреза $z_ф$ = 6; швидкість різання V = 42,1 м/хв; осьова подача S = 0,8 мм/оберт заготовки; припуск по товщині зубця 0,6 мм;

4) $\Delta\varphi$ = 0,00005 рад; R_a = 0,63 мкм → фреза $z_ф$ = 10; швидкість різання V = 44,6 м/хв; осьова подача S = 0,8 мм/оберт заготовки; припуск по товщині зубця 0,6 мм.

В процесі виконання експериментальних досліджень реєструвалися коливні процеси системи в залежності від похибки профілів $\Delta\varphi$ зубців, шорсткості їх робочих поверхонь R_a та величини обертового моменту T_1. План – матриця експерименту наведена в табл. 2.3. Кожний дослід реєструвався у вигляді осцилограми. Амплітуда коливання системи a відповідає величині зміни напруги у вольтах (В), а періодичність коливання в мікросекундах (мс).

Після розшифровування осцилограм з використанням тарирувального графіка (рис. 2.20), отримані результати заносили до табл. 2.3.

На підставі отриманих результатів досліджень, які наведені в табл. 2.3, визначаємо значення коефіцієнтів для залежності (2.57).

$$b_0 = \frac{\sum_{i=1}^{N} \ln \overline{a_i}}{N} = \frac{2{,}25 + 2{,}14 + 2{,}14 + 2{,}01 + 2{,}60 + 2{,}44 + 2{,}53 + 2{,}35}{8} = 2{,}31;$$

$$b_1 = \frac{\sum_{i=1}^{N} (x_{1i}) \cdot \ln \overline{a_i}}{N} = \frac{(+1)2{,}25 + (-1)2{,}14 + (+1)2{,}14 + (-1)2{,}01 + (+1)2{,}60 + (-1)2{,}44 + (+1)2{,}53 + (-1)2{,}35}{8} = 0{,}073;$$

$$b_2 = \frac{\sum_{i=1}^{N} (x_{2i}) \cdot \ln \overline{a_i}}{N} = 0{,}05; \quad b_3 = \frac{\sum_{i=1}^{N} (x_{3i}) \cdot \ln \overline{a_i}}{N} = -0{,}17; \quad b_{12} = \frac{\sum_{i=1}^{N} (x_{1i} \cdot x_{2i}) \cdot \ln \overline{a_i}}{N} = -0{,}005;$$

$$b_{23} = \frac{\sum_{i=1}^{N} (x_{2i} \cdot x_{3i}) \cdot \ln \overline{a_i}}{N} = 0{,}01; \quad b_{13} = \frac{\sum_{i=1}^{N} (x_{1i} \cdot x_{3i}) \cdot \ln \overline{a_i}}{N} = -0{,}013; \quad b_{123} = \frac{\sum_{i=1}^{N} (x_{1i} \cdot x_{2i} \cdot x_{3i}) \cdot \ln \overline{a_i}}{N} = 0.$$

Після підставлення визначених значень коефіцієнтів та підставлення в залежність (2.57), отримуємо

$$y = 2{,}31 + 0{,}073x_1 + 0{,}05x_2 - 0{,}17x_3 - 0{,}005x_1x_2 + 0{,}01x_2x_3 - 0{,}013x_1x_3. \quad (2.58)$$

Перевіряємо відтворюваність процесу за критерієм Кохрена

$$G = \frac{S^2_{pi\max}}{S^2_p} \le G_{(0{,}05;N;f_r)},$$

де $S^2_{pi\max}$ - найбільше значення з дисперсій розсіювання S^2_{pi} (береться з третього стовпця допоміжної табл. 2.4);

S^2_p - сума дисперсій розсіювання значень результатів експерименту;

N = 8 – кількість дослідів для нашого випадку;

r = 2 – кількість паралельних дослідів;

$f_r = r - 1 = 2 - 1 = 1$ – число ступенів вільності кожної оцінки;

$G_{(0{,}05;\, N;\, fr)}$ = 0,6798 – табличне критичне значення критерія Кохрена.

Визначаємо дисперсію розсіювання значень результатів експерименту. Для цього скористуємося допоміжною табл. 2.4.

Критерій Кохрена

$$G = \frac{0{,}0049}{0{,}0443} = 0{,}1106 < G_{(0{,}05;N;f_r)} = 0{,}6798.$$

Отриманий результат вказує на те, що процес відтворення дослідів виконується.

Після цього виконуємо оцінку значущості коефіцієнтів регресії за допомогою критерія Стьюдента. Коефіцієнт рахується значущим, якщо виконується нерівність з урахуванням половини довжини довірчого інтервалу

$$|b_i| \geq \Delta b_i = t_{(0{,}05;f)} S(b_i),$$

де $t_{(0{,}05;f)}$ – критичне значення критерія Стьюдента для $f = N(r-1)$ (в нашому випадку $f = 8(2-1) = 8$) і $\alpha = 0{,}05$ знаходимо по таблиці $t_{(0{,}05;f)} = 2{,}31$;

$$S(b_i) = \pm\sqrt{\frac{S_p^2}{N^2(r-1)r}} = \pm\sqrt{\frac{0{,}0443}{8^2(2-1)2}} = \pm 0{,}0186.$$

Таблиця 2.4

Визначення дисперсії розсіювання значень результатів експерименту S_p^2

№ досліду	$S_{pi} = \ln a_{i(1,2)} - \ln \overline{a_i}$	S_{pi}^2
1	2	3
1	$S_{p1} = \ln a_{1(1)} - \ln \overline{a_1}$	0,0025
1	$S_{p2} = \ln a_{1(2)} - \ln \overline{a_1}$	0,0025
2	$S_{p3} = \ln a_{2(1)} - \ln \overline{a_2}$	0,0036
2	$S_{p4} = \ln a_{2(2)} - \ln \overline{a_2}$	0,0036
3	$S_{p5} = \ln a_{3(1)} - \ln \overline{a_3}$	0,0036
3	$S_{p6} = \ln a_{3(2)} - \ln \overline{a_3}$	0,0036
4	$S_{p7} = \ln a_{4(1)} - \ln \overline{a_4}$	0,0036
4	$S_{p8} = \ln a_{4(2)} - \ln \overline{a_4}$	0,0049
5	$S_{p9} = \ln a_{5(1)} - \ln \overline{a_5}$	0,0016
5	$S_{p10} = \ln a_{5(2)} - \ln \overline{a_5}$	0,0016
6	$S_{p11} = \ln a_{6(1)} - \ln \overline{a_6}$	0,0025
6	$S_{p12} = \ln a_{6(2)} - \ln \overline{a_6}$	0,0016

Продовження табл. 2.4		
1	2	3
7	$S_{p13} = \ln a_{13(1)} - \ln \overline{a_7}$	0,0025
7	$S_{p14} = \ln a_{14O} - \ln \overline{a_7}$	0,0016
8	$S_{p15} = \ln a_{15(1)} - \ln \overline{a_8}$	0,0025
8	$S_{p16} = \ln a_{16(2)} - \ln \overline{a_8}$	0,0025
$S_p^2 = \sum_{i=1}^{16} S_{pi}^2 = 0{,}0443$		

Тоді Δb_i = 2,31·0,0186 =0,043.

В цьому випадку значущими будуть коефіцієнти: b_0 = 2,31; b_1 = 0,073; b_2 = 0,05; b_3 = 0,17, тобто загальна кількість залишених членів апроксимуючого полінома буде m = 4, а рівняння регресії буде

$$\widehat{y} = 2{,}31 + 0{,}073x_1 + 0{,}05x_2 - 0{,}17x_3 . \qquad (2.59)$$

Перевірку адекватності моделі виконуємо за допомогою критерію
Фішера. Адекватність обґрунтована, якщо виконується нерівність

$$F = \frac{S_{ад}^2}{S_д^2} \le F_{(0{,}05;\, f_1;\, f_2)} ,$$

де $S_{ад}^2$ - дисперсія адекватності;

$S_д^2$ - дисперсія відтворюваності (похибка досліду);

$$S_{ад}^2 = \frac{r}{N-m} \sum_{i=1}^{N} (\ln \overline{a}_i - \widehat{y}_i)^2 ;$$

$$S_д^2 = \frac{S_p^2}{N(r-1)} = \frac{0{,}0443}{8(2-1)} = 0{,}0055;$$

$\widehat{y}_i$ – розрахункове значення параметра за залежністю (2.59) після підстановки значень (+1) і (–1) у відповідності з матрицею планування дослідів (табл. 2.3). В нашому випадку отримаємо $\widehat{y}_1$, $\widehat{y}_2$, $\widehat{y}_3$,…, $\widehat{y}_8$, при цьому з табл. 2.3 для розрахунків приймаємо $\ln \bar{a}_1$, $\ln \bar{a}_2$, $\ln \bar{a}_3$,…, $\ln \bar{a}_8$;

$F_{(0,05;\, f_1;\, f_2)}$ = 3,8378 – табличне критичне значення критерія Фішера при α = 0,05; $f_1 = N - m = 8 - 4 = 4$; $f_2 = N(r - 1) = 8(2 - 1) = 8$.

Визначаємо $\widehat{y}_i$ на підставі залежності (2.60)

$$\widehat{y}_1 = 2{,}31 + 0{,}073(+1) + 0{,}05(+1) - 0{,}17(+1) = 2{,}263;$$

$$\widehat{y}_2 = 2{,}31 + 0{,}073(-1) + 0{,}05(+1) - 0{,}17(+1) = 2{,}117;$$

$$\widehat{y}_3 = 2{,}31 + 0{,}073(+1) + 0{,}05(-1) - 0{,}17(+1) = 2{,}163;$$

$$\widehat{y}_4 = 2{,}31 + 0{,}073(-1) + 0{,}05(-1) - 0{,}17(+1) = 2{,}017;$$

$$\widehat{y}_5 = 2{,}31 + 0{,}073(+1) + 0{,}05(+1) - 0{,}17(-1) = 2{,}603;$$

$$\widehat{y}_6 = 2{,}31 + 0{,}073(-1) + 0{,}05(+1) - 0{,}17(-1) = 2{,}457;$$

$$\widehat{y}_7 = 2{,}31 + 0{,}073(+1) + 0{,}05(-1) - 0{,}17(-1) = 2{,}503;$$

$$\widehat{y}_8 = 2{,}31 + 0{,}073(-1) + 0{,}05(-1) - 0{,}17(-1) = 2{,}357.$$

Визначаємо дисперсію адекватності

$$S_{ад}^2 = \frac{2}{8-4}\begin{bmatrix} (2{,}25-2{,}263)^2 + (2{,}14-2{,}117)^2 + (2{,}14-2{,}163)^2 + (2{,}01-2{,}017)^2 + \\ + (2{,}6-2{,}603)^2 + (2{,}44-2{,}457)^2 + (2{,}53-2{,}503)^2 + (2{,}35-2{,}357)^2 \end{bmatrix} = 0{,}0012.$$

Визначаємо критерій Фішера

$$F = \frac{0{,}0012}{0{,}0055} = 0{,}218 < F_{(0,05;\, f_1;\, f_2)} = 3{,}8378,$$

що вказує на адекватність математичної моделі (2.59) результатам експериментальних досліджень.

Представимо рівняння (2.59) з кодованими факторами у вигляд з натуральними змінними. Для цього використовуємо залежність (2.56) для кодових позначень x_1, x_2 і x_3 та отримуємо рівняння виду

$$\widehat{y} = 2{,}31 + 0{,}073(0{,}96\ln\Delta\varphi + 7{,}52) + 0{,}05(1{,}23\ln R_a - 0{,}43) - 0{,}17(1{,}82\ln T_1 - 8{,}11) =$$
$$= 4{,}22 + 0{,}07\ln\Delta\varphi + 0{,}06\ln R_a - 0{,}31\ln T_1$$

або

$$\ln\overline{a} = \ln e^{4{,}22} + \ln\Delta\varphi^{0{,}07} + \ln R_a^{0{,}06} - \ln T_1^{0{,}31}.$$

Після потенціювання отримаємо

$$\overline{a} = e^{4{,}22}\Delta\varphi^{0{,}07}R_a^{0{,}06}T_1^{-0{,}31}$$

або середнє значення амплітуди коливання корпусу редуктора (перша гармоніка)

$$\overline{a} = \frac{67{,}16\Delta\varphi^{0{,}07}R_a^{0{,}06}}{T_1^{0{,}31}}, \text{ мкм} \qquad (2.60)$$

де $\Delta\varphi$ – похибка робочої частини профілю зубця колеса, рад;

R_a – шорсткість робочої частини профілю зубця колеса, мкм;

T_1 – обертовий момент на ведучому колесі, Н·м.

2.5. Перевірка адекватності математичної та фізичної моделей

Для перевірки адекватності математичної та фізичної моделей скористуємося залежністю (2.61), яка була отримана на підставі результатів експериментальних досліджень, і результатами теоретичних досліджень, що наведені в параграфі 2.2. В роботі [64] при розгляді функцій-рядів (тригонометричних) вказується, що суми тригонометричних функцій дають можливість моделювати найрізноманітніші збурення і реакції динамічних систем. Встановлено [64], що, наприклад, функцію $a = a(\varphi)$, де a – амплітуда

коливання, а φ – кут повороту зубчастого колеса, з задовільним рівнем точності можна представити у вигляді

$$a_{(k)} = c_k \sin \Omega_k t_i \,, \tag{2.61}$$

де $a_{(k)}$ – амплітуда k-ої гармоніки;

c_k – коефіцієнт пропорційності (стала величина);

$\Omega_k = k\omega$; ω – кутова швидкість зубчастого колеса, яке розглядається, с$^{-1}$;

t_i – час, с;

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ с}^{-1}; \ \tau = \frac{2\pi}{z}, \text{ рад}; \ t_\tau = \frac{\tau}{\omega}, \text{ с}$$

n – частота обертання вала зубчастого колеса, хв$^{-1}$;

τ – період зміни амплітуди;

z – число зубців зубчастого колеса;

t_τ – час одного періоду.

Для аналізу результатів теоретичних і експериментальних досліджень розглядалися гармоніки частот, які розподіляються так [82, 85]:

- перша гармоніка відноситься до корпусу редуктора;
- друга гармоніка – до втулки для підшипника, яка кріпиться до корпусу редуктора разом із зовнішнім кільцем підшипника, що запресовують у втулку;
- третя гармоніка – до тіл кочення підшипника;
- четверта гармоніка – до внутрішнього кільця підшипника;
- п’ята гармоніка – до вала, на якому закріплено зубчасте колесо;
- шоста гармоніка – до зубчастого колеса, для якого визначається амплітудно-частотна характеристика;
- сьома гармоніка – до робочого профілю зуба зубчастого колеса.

В нашому випадку необхідно розглянути для перевірки адекватності математичної та фізичної моделей першу, шосту та сьому гармоніки. Першу

гармоніку розглянемо з використанням залежностей (2.60) і (2.61) при номінальних значеннях обертового моменту T_1 = 150 Нм випробувального стенда та шорсткості робочих поверхонь зубців коліс R_a = 0,63 мкм (згідно вимог робочих креслень зубчастих коліс редукторів загального призначення) при двох значеннях похибки профілю зубців: 1) $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад (зубофрезерування виконувалося черв'ячною фрезою $z_ф$ = 10); 2) $\Delta\varphi$ = 0,0004 рад (зубофрезерування виконувалося черв'ячною фрезою $z_ф$ = 6).

Для визначення залежності амплітуди коливання від часу першої гармоніки скористуємося залежностями (2.60) і (2.61), на підставі яких отримаємо

$$a_{(k)} = \frac{67{,}16\Delta\varphi^{0{,}07}R_a^{0{,}06}}{T_1^{0{,}31}}\sin(k\omega t_i); a_{(1)} = \frac{67{,}16\Delta\varphi^{0{,}07}R_a^{0{,}06}}{T_1^{0{,}31}}\sin(1\omega t_i), \qquad (2.62)$$

де $\omega = \pi n_д/30$ = 3,14·1410/30 = 147,58 с$^{-1}$;

t_i – час, с; розглянемо цей час в межах одного періоду, тобто в межах від t_i = 0 до $t_i = t_\tau = \tau/\omega = 2\pi/(z\omega)$ = 2·3,14/(30·147,58) = 0,0014 с.

Залежність $a = f(t)$ зображена на рис. 2.22.

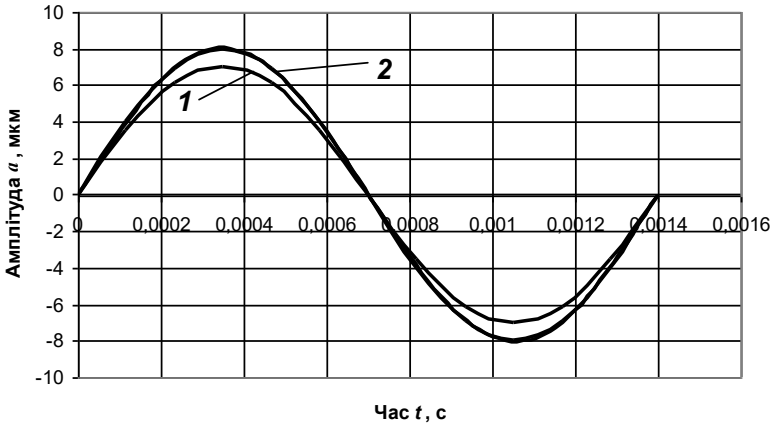


Рис. 2.22. Залежність амплітуди коливання від часу першої гармоніки (коливання корпусу редуктора) при похибці профілю зубців колеса: 1 – $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад; 2 – $\Delta\varphi$ = 0,0004 рад

Представимо амплітудно-частотну характеристику першої гармоніки (рис. 2.22) у вигляді полінома третьої степені:

$$a_{(1)} = c_1 t_i^3 + c_2 t_i^2 + c_3 t_i + c_4 ,$$

де для $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад: $c_1 = 5\cdot 10^{10}$; $c_2 = -10^8$; $c_3 = 5469$; $c_4 = -0{,}5826$;
для $\Delta\varphi$ = 0,0004 рад: $c_1 = 6\cdot 10^{10}$; $c_2 = -10^8$; $c_3 = 62303$; $c_4 = -0{,}6614$.

На підставі отриманого полінома для визначення амплітуди певної гармоніки коливання $a_{(k)}$ в залежності від часу періоду коливання використовуємо для розв'язку ряд Фур'є на проміжку [$-t_\tau$, $+t_\tau$] [85]. Тоді

$$a_{(k)} = \sqrt{a_k^2 + b_k^2} ,$$

де a_k – косинусний коефіцієнт k-ої гармоніки (k = 1; 2; 3; …);
b_k – синусний коефіцієнт k-ої гармоніки.

В свою чергу для шостої гармоніки (k = 6) коефіцієнти a_6 і b_6 можна визначити за залежностями [64, 85]

$$a_6 = \frac{1}{t_\tau}\int_{-t_\tau}^{t_\tau} (c_1 t_i^3 + c_2 t_i^2 + c_3 t_i + c_4)\cos\frac{6\pi}{t_\tau} t_i dt ;\ b_6 = \frac{1}{t_\tau}\int_{-t_\tau}^{t_\tau} (c_1 t_i^3 + c_2 t_i^2 + c_3 t_i + c_4)\sin\frac{6\pi}{t_\tau} t_i dt ; \quad (2.63)$$

Після інтегрування залежностей (2.63) отримуємо:
для $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад

$$a_6 = \frac{c_2 t_\tau^2}{9\pi^2} = \frac{-10^8\cdot 0{,}0014^2}{9\cdot 3{,}14^2} = -2{,}21;$$

$$b_6 = -\frac{c_1 t_\tau^3}{3\pi} + \frac{c_1 t_\tau^3}{18\pi^3} - \frac{c_3 t_\tau^3}{3\pi} = -\frac{5\cdot 10^{10}\cdot 0{,}0014^3}{3\cdot 3{,}14} + \frac{5\cdot 10^{10}\cdot 0{,}0014^3}{18\cdot 3{,}14^3} - \frac{54691\cdot 0{,}0014^3}{3\cdot 3{,}14} = -14{,}56 + 0{,}25 - 0{,}000016 = -14{,}31.$$

В цьому випадку амплітуда коливань буде

$$a_{(6)} = \sqrt{a_6^2 + b_6^2} = \sqrt{(-2{,}21)^2 + (-14{,}31)^2} = 14{,}5\text{мкм}.$$

Фазовий кут φ_k можна визначити за залежністю

$$\varphi_6 = arctg\frac{a_6}{b_6} = arctg\frac{-2{,}21}{-14{,}5} = arctg(0{,}1526) = 8^0 40' ,$$

а частота пропорційна частоті обертання зубчастого колеса та кількості зубців

$$\omega_6 = \frac{nz}{60} = \frac{1410 \cdot 30}{60} = 705\,\text{Гц}.$$

За аналогією для $\Delta\varphi$ = 0,0004 рад отримуємо: a_6 = –2,21; b_6 = –17,16; $a_{(6)}$= 17,3 мкм; $\varphi_6 = 7^0 20'$.

Аналогічні розрахунки виконуємо для сьомої гармоніки, тобто для коливань, які обумовлені безпосередньо похибкою робочого профілю зубців. Для цього визначимо значення періодів коливань, які виникають безпосередньо від гребінців на робочій поверхні зубця. В свою чергу кількість гребінців на робочій поверхні кожного зубця залежить від кількості зубців черв'ячної фрези $z_ф$. В цьому випадку час періоду коливання буде

1) для $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад ($z_ф$ = 10)

$$\tau = \frac{2\pi}{zz_ф} = \frac{2 \cdot 3{,}14}{30 \cdot 10} = 0{,}021, \text{ рад; } t_\tau = \frac{\tau}{\omega} = \frac{0{,}021}{147{,}58} = 0{,}00014, \text{ с;}$$

2) для $\Delta\varphi$ = 0,0004 рад ($z_ф$ = 6): τ = 0,035 рад; t_τ = 0,00024 с.

Для сьомої гармоніки (k = 7) коефіцієнти a_7 і b_7 можна визначити за залежностями [64, 82, 85]

$$a_7 = \frac{1}{t_\tau}\int_{-t_\tau}^{t_\tau}(c_1 t_i^3 + c_2 t_i^2 + c_3 t_i + c_4)\cos\frac{7\pi}{t_\tau}t_i dt; \; b_7 = \frac{1}{t_\tau}\int_{-t_\tau}^{t_\tau}(c_1 t_i^3 + c_2 t_i^2 + c_3 t_i + c_4)\sin\frac{7\pi}{t_\tau}t_i dt; \quad (2.64)$$

Після виконання інтегрування для $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад: a_7 = –0,016; b_7 = –1,16; $a_{(7)}$= 1,16 мкм; φ_7 =$0^0 47'$.

Для $\Delta\varphi$ = 0,0004 рад: a_7 = –0,016; b_7 = –4,01; $a_{(7)}$= 4,01 мкм; φ_7 = $0^0 13'$

На підставі отриманих даних будуємо залежності амплітуди коливання від часу для сьомої гармоніки (рис. 2.23; 2.24), яка обумовлена безпосередньо похибкою профілю (гребінцями) робочої частини зубців колеса внаслідок фрезерування їх черв'ячною фрезою.

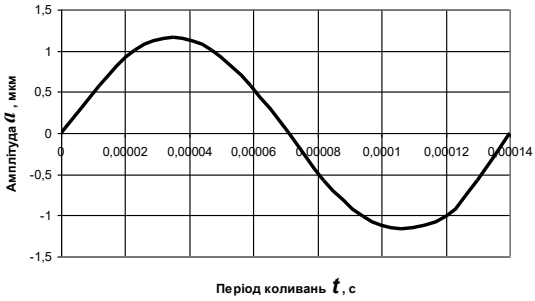


Рис. 2.23. Залежність амплітуди коливання від часу сьомої гармоніки (коливання зубчастих коліс) при похибці профілю зубців колеса $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад з періодом коливань t_τ = 0,00014 с (зубофрезерування здійснювалося черв'ячною фрезою z_ϕ = 10)

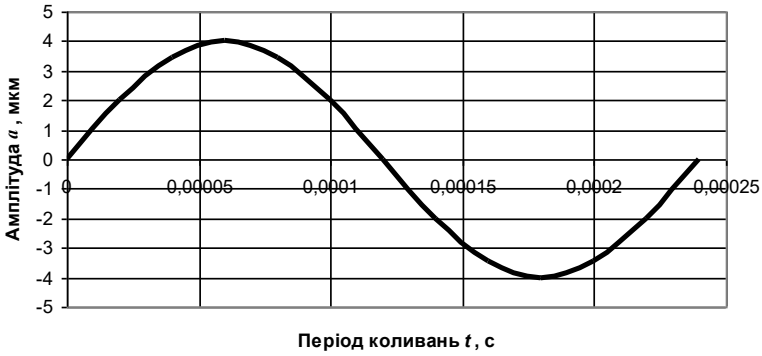


Рис. 2.24. Залежність амплітуди коливання від часу сьомої гармоніки (коливання зубчастих коліс) при похибці профілю зубців колеса $\Delta\varphi$ = 0,0004 рад з періодом коливань t_τ = 0,00024 с (зубофрезерування здійснювалося черв'ячною фрезою z_ϕ = 6)

Результати експериментальних досліджень порівнюємо з результатами теоретичних досліджень з визначенням відносної похибки відносно результатів експерименту. Для прикладу розглянемо результати теоретичних досліджень, які зображені на рис. 2.10.

При похибці профілю зубців $\Delta\varphi$ = 0,0001 рад за результатами теоретичних досліджень $a_т$ = 0,0012 мм =1,2 мкм, за результатами експериментальних досліджень a = 1,16 мкм. Тоді відносна похибка буде

$$\delta = \frac{a - a_T}{a} 100\% = \frac{1{,}16 - 1{,}2}{1{,}16} 100 = -3{,}45\%;$$

при похибці профілю зубців $\Delta\varphi$ = 0,0004 рад: $a_т$ = 3,6 мкм; a = 4,01 мкм

$$\delta = \frac{4{,}01 - 3{,}6}{4{,}01} 100 = 10{,}2\%.$$

Багаточисельні розрахунки відносної похибки показали, що її величина не виходить за межі 11,3%. Таке значення похибки є допустимим, а отримані результати можуть використовуватися для розрахунку активних поверхонь зубців на контактну втому та втому зубців при згині.

2.6. Визначення навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач з урахуванням коливних процесів

Джерелом виникнення внутрішніх динамічних навантажень є зубчасті колеса передачі, які працюють в умовах навантаження при виконанні корисної роботи. Основний вплив на ці динамічні навантаження мають похибки кроку зачеплення f_{pbr} зубців ведучого та веденого коліс та похибка профілю f_{fr},тобто ступінь точності їх виготовлення, згідно з ГОСТ 1643-81, та їхня колова швидкість v. Якщо розглянути активну поверхню для немодифікованого ведучого зубця колеса, можна виділити основні характерні поверхні,лінії та точки, які сприймають найбільші навантаження. Зубець входить у зачеплення по лінії кінцевих точок контакту. Наприклад, для прямозубих коліс – по всій лінії, яка дорівнює ширині зубчастого вінця. По цій лінії проходить недоспряження зубців. При наявності похибок кроку зачеплення та похибок профілю при недоспряженні зубців виникає удар.

Тому середня величина навантаження на цій лінії, яка розміщується біля основи зубця, значно вище порівняно з навантаженням, яке має бути при двопарному контакті. Найбільш напруженою є поверхня, яка знаходиться в зоні ділильного кола, тому що вона характеризує зону однопарного зачеплення.

При розрахунках зубчастих передач на міцність внутрішні динамічні навантаження враховують коефіцієнтами K_{Hv} (контактна міцність активних поверхонь зубців) та K_{Fv} (міцність зубців на згин), значення яких наведено в ГОСТ 21354-87 від ступеня точності за нормою плавності роботи передачі, твердості зубців колеса та колової швидкості зубців. Крім цього, враховують при визначені коефіцієнтів K_{Hv}, K_{Fv} і зовнішні динамічні навантаження введенням коефіцієнта K_A, значення якого залежать від режиму навантаження двигуна.

Згідно із стандартом ГОСТ 21354-87 при розрахунках зубчастих передач на контактну втому та на втому при згині зубців враховують внутрішні динамічні навантаження, які виникають в зачеплені до зони резонансу, відповідно коефіцієнтами K_{Hv} і K_{Fv}. При виконанні умови:

для прямозубих передач

$$\frac{vz_1}{1000} < 1;$$

для косозубих передач

$$\frac{vz_1}{1000} < 1{,}4,$$

де v – колова швидкість зубчастого колеса z_1, м/с,

значення цих коефіцієнтів визначають за залежностями [71]

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} b_w}{F_{Ht} K_A}; \tag{2.64}$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} b_w}{F_{Ft} K_A}, \tag{2.65}$$

де w_{Hv}, w_{Fv} – питома колова динамічна сила, Н/мм;

$$w_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} \le 0{,}14 C_T^{3,71} m_n^{0,34}, \text{ Н/мм;} \qquad (2.66)$$

δ_H – коефіцієнт, який враховує вплив виду зубчастої передачі та модифікації профілю головок зубців; при $H \le 350$ HV $\delta_H = 0{,}06$ – прямозубі без модифікації; $\delta_H = 0{,}02$ – косозубі; при $H > 350$ HV $\delta_H = 0{,}14$ – прямозубі без модифікації; $\delta_H = 0{,}04$ – косозубі [71, табл. 8];

g_0 – коефіцієнт, який враховує вплив різниці кроків зачеплення зубців шестерні і колеса; $g_0 = 0{,}136 C_T^{1,74} m_n^{0,17}$ (C_T – ступінь точності зубчастої передачі згідно із ГОСТ 1643 – 81) [71, табл. 9];

$b_w = \psi_{ba} a_w$ – робоча ширина вінця зубчастої передачі ($\psi_{ba} = 0{,}2 \ldots 0{,}4$ - коефіцієнт ширини вінця зубців колеса; a_w – міжосьова відстань передачі);

F_{Ht} – колова сила на ділильному циліндрі при розрахунку на контактну втому, Н;

F_{Ft} – колова сила на ділильному циліндрі при розрахунку на втому при згині, Н;

$$F_{Ht} = F_{Ft} = \frac{2T_1 10^3}{d_1}, \text{ Н}$$

T_1 – обертовий момент на валу шестерні (ведучої), Н·м;

d_1 – ділильний діаметр шестерні, мм;

K_A – коефіцієнт, який враховує зовнішні динамічні навантаження при розрахунках на втомну міцність в залежності від режиму навантаження двигуна [71, табл. 21];

$$w_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} \le 0{,}14 C_T^{3,71} m_n^{0,34}, \text{ Н/мм;} \qquad (2.67)$$

δ_F - коефіцієнт, який враховує вплив виду зубчастої передачі та модифікації профілю зубців; δ_F = 0,16 – прямозубі без модифікації; δ_F = 0,06 – косозубі [71, табл. 13].

Значення питомих колових динамічних сил w_{Hv}, w_{Fv}, які визначені за залежностями (2.66) і (2.67) не повинні перевищувати граничне допустиме значення $[w_{Hv,Fv}] = 0{,}14 C_T^{3,71} m_n^{0,34}$, Н/мм [71, табл. 7].

Для визначення навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач з урахуванням коливних процесів виконаємо порівняння значень коефіцієнтів K_{Hv} і K_{Fv}, які розраховані за залежностями (2.64) і (2.65) та запропонованою залежністю (2.35). Розглянемо спочатку залежність (2.35). В параграфі 2.5 встановлено, що амплітуда коливань зубчастого колеса прямо пропорційна похибці кута повороту зубчастого колеса $\Delta\varphi$, тобто похибці профілю $\Delta = f(f_{fr})$. Крім цього, похибка $\Delta\varphi$ залежить не тільки від похибки профілю f_{fr} робочої частини зубця колеса (ГОСТ 1643 – 81), а і від похибки кроку зачеплення f_{pbr}. Тоді ми можемо записати, що $\Delta = f_{fr} + f_{pbr}$. На підставі цього в залежність (2.35) підставимо замість Δ суму допустимих значень на похибку профілю f_f і крок зачеплення f_{pb}, яка буде враховувати ступінь точності зубчастої передачі за показниками плавності роботи згідно із ГОСТ 1643 – 81 та отримаємо [35]

$$K_v = C_{K_v} \exp\left[\frac{77{,}7(f_f + f_{pb})\cos\beta}{m_n z_1}\right] \cdot \exp\left[3 \cdot 10^{-6} \frac{\omega_1}{u} d_2\right], \qquad (2.68)$$

де C_{K_v} – коефіцієнт пропорційності; при визначені коефіцієнта K_{Hv} – C_{K_v} = $= C_{K_{Hv}}$ = 1,1; при визначені коефіцієнта K_{Fv} – $C_{K_v} = C_{K_{Fv}}$ = 1,4;

f_f – допуск на похибку профілю зубця, мм;

$f_{pb} = +f_{pb} - (-f_{pb})$ – допуск на відхилення кроку зачеплення, мм ($+f_{pb}$ – верхнє відхилення; $-f_{pb}$ – нижнє відхилення згідно ГОСТ 1643 – 81;

ω_1 – кутова швидкість ведучого зубчастого колеса з числом зубців z_1, рад/с;

u – передаточне число зубчастої передачі;

d_2 – ділильний діаметр веденого зубчастого колеса з числом зубців z_2 ($d_2 = m_n z_2/\cos\beta$), мм.

На підставі розглянутих положень визначимо чинники K_{Hv} і K_{Fv} за залежностями (2.64), (2.65) з урахуванням залежності (2.68).

Для визначення K_{Hv} і K_{Fv} розглянемо такі приклади.

1. Зубчаста передача випробувального стенда. Визначимо чинники K_{Hv} і K_{Fv} для зубчастої передачі випробувального стенда (рис. 2.14): зубчаста передача 7-ої ступені точності (ГОСТ 1643 – 81); $z_1 = z_2 = 30$; $u = 1$; $m_n = 4$ мм; $b = 20$ мм; $\beta = 0^o$ без модифікації; $n = 1410$ хв$^{-1}$; $\omega_1 = 147{,}58$ с$^{-1}$; $T_1 = 150$ Н·м; матеріал зубчастих коліс передачі сталь 40Х; $H_{1сер.} = 263$; $H_{2сер.} = 225$; $\delta_H = 0{,}06$; $\delta_F = 0{,}16$; $\psi_{ba} = 0{,}17$; $a_w = 120$ мм; $d_1 = d_2 = 120$ мм; $f_f = 0{,}014$ мм [113]; $f_{pb} = +f_{pb} - (-f_{pb}) = 0{,}017 - (-0{,}017) = 0{,}034$ мм [113]; режим навантаження двигуна рівномірний – $K_A = 1$ [71].

Розв'язок. 1. Визначаємо колову силу на ділильному циліндрі

$$F_{Ht} = F_{Ft} = \frac{2T_1 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 150 \cdot 10^3}{120} = 2500 \text{ Н}.$$

2. Визначаємо питому колову динамічну силу w_{Hv}

$$g_0 = 0{,}136 C_T^{1,74} m_n^{0,17} = 0{,}136 \cdot 7^{1,74} \cdot 4^{0,17} = 5{,}09;$$

$$v = \frac{\omega d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{147{,}58 \cdot 120}{2 \cdot 10^3} = 8{,}85 \text{ м/с};$$

$$w_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0{,}06 \cdot 5{,}09 \cdot 8{,}85 \sqrt{\frac{120}{1}} = 29{,}6 \text{ Н/мм} < 0{,}14 C_T^{3,71} m_n^{0,34} = 0{,}14 \cdot 7^{3,71} \cdot 4^{0,34} = 306 \text{ Н/мм}.$$

3. Визначаємо коефіцієнт K_{Hv} за залежністю (2.64)

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} b_w}{F_{Ht} K_A} = 1 + \frac{29{,}6 \cdot 20}{2500 \cdot 1} = 1{,}24.$$

4.Визначаємо питому колову динамічну силу w_{Fv}

$$w_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0{,}16 \cdot 5{,}09 \cdot 8{,}85 \sqrt{\frac{120}{1}} = 79 \text{ Н/мм} < 306 \text{ Н/мм}.$$

5. Визначаємо коефіцієнт K_{Fv} за залежністю (2.65)

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} b_w}{F_{Ft} K_A} = 1 + \frac{79 \cdot 20}{2500 \cdot 1} = 1{,}63.$$

6. Визначаємо коефіцієнт K_v за залежністю (2.68)

$$K_v = C_{K_v} \exp\left[\frac{77{,}7(f_f + f_{pb})\cos\beta}{m_n z_1}\right] \cdot \exp\left[3 \cdot 10^{-6} \frac{\omega_1}{u} d_2\right] =$$

$$= C_{K_v} \exp\left[\frac{77{,}7(0{,}014 + 0{,}034)\cos 0^0}{4 \cdot 30}\right] \cdot \exp\left[3 \cdot 10^{-6} \frac{147{,}58}{1} 120\right] = C_{K_v} \cdot 1{,}09.$$

7. Визначаємо коефіцієнт K_{Hv} з урахуванням залежності (2.68)

$$K_{H_v} = C_{H_v} \cdot 1{,}09 = 1{,}1 \cdot 1{,}09 = 1{,}2.$$

8. Визначаємо коефіцієнт K_{Fv} з урахуванням залежності (2.68)

$$K_{F_v} = C_{F_v} \cdot 1{,}09 = 1{,}4 \cdot 1{,}09 = 1{,}53.$$

Відносна похибка

$$\delta_{K_H} = \frac{1{,}24 - 1{,}2}{1{,}24} 100 = 3{,}22\%; \quad \delta_{K_F} = \frac{1{,}63 - 1.53}{1{,}63} 100 = 6{,}13\%.$$

2. Швидкохідна зубчаста передача двохступеневого циліндричного редуктора Ц2-1300 фірми «ЗАРЕМ» (ВАТ «Майкопський редукторний

завод»). Зубчаста передача 8-ої ступені точності (ГОСТ 1643 – 81); z_1 = 26; z_2 = 120; u = 4,615; m_n = 8 мм; b = 177 мм; β = 8°12' без модифікації; n = 735 хв$^{-1}$; ω_1 = 76,93 с$^{-1}$; T_1 = 1560 Н·м; матеріал зубчастих коліс передачі сталь 40Х; $H_{1сер.}$ = 263; $H_{2сер.}$ = 225; δ_H = 0,02; δ_F = 0,06; ψ_{ba} = 0,3; a_w = 590 мм; d_1 = 210 мм; d_2 = 970 мм; f_f = 0,028 мм [70]; $f_{pb} = +f_{pb} - (-f_{pb})$ = 0,03 – (–0,03) = 0,06 мм [113]; режим навантаження двигуна рівномірний – K_A = 1 [164].

Розв'язок. 1. Визначаємо колову силу на ділильному циліндрі

$$F_{Ht} = F_{Ft} = \frac{2T_1 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 1560 \cdot 10^3}{210} = 14857 \text{ Н.}$$

2. Визначаємо питому колову динамічну силу w_{Hv}

$$g_0 = 0{,}136 C_T^{1,74} m_n^{0,17} = 0{,}136 \cdot 8^{1,74} \cdot 8^{0,17} = 6{,}25;$$

$$v = \frac{\omega d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{76{,}93 \cdot 210}{2 \cdot 10^3} = 8{,}08 \text{ м/с;}$$

$$w_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0{,}02 \cdot 6{,}25 \cdot 8{,}08 \sqrt{\frac{590}{4{,}615}} = 11{,}42 \text{ Н/мм} < 0{,}14 C_T^{3,71} m_n^{0,34} = 0{,}14 \cdot 8^{3,71} \cdot 8^{0,34} = 637 \text{ Н/мм.}$$

3. Визначаємо коефіцієнт K_{Hv} за залежністю (2.64)

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} b_w}{F_{Ht} K_A} = 1 + \frac{11{,}42 \cdot 177}{14857 \cdot 1} = 1{,}14.$$

4.Визначаємо питому колову динамічну силу w_{Fv}

$$w_{Fv} = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0{,}06 \cdot 6{,}25 \cdot 8{,}08 \sqrt{\frac{590}{4{,}615}} = 34{,}26 \text{ Н/мм} < 306 \text{ Н/мм.}$$

5. Визначаємо коефіцієнт K_{Fv} за залежністю (2.65)

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} b_w}{F_{Ft} K_A} = 1 + \frac{34{,}26 \cdot 177}{14857 \cdot 1} = 1{,}41 .$$

6. Визначаємо коефіцієнт K_v за залежністю (2.68)

$$K_v = C_{K_v} \exp\left[\frac{77{,}7(f_f + f_{pb})\cos\beta}{m_n z_1}\right] \cdot \exp\left[3 \cdot 10^{-6} \frac{\omega_1}{u} d_2\right] =$$

$$= C_{K_v} \exp\left[\frac{77{,}7(0{,}028 + 0{,}06)\cos 8^0 12'}{8 \cdot 26}\right] \cdot \exp\left[3 \cdot 10^{-6} \frac{76{,}93}{4{,}615} 970\right] = C_{K_v} \cdot 1{,}08 .$$

7. Визначаємо коефіцієнт K_{Hv} з урахуванням залежності (2.68)

$$K_{H_v} = C_{H_v} \cdot 1{,}08 = 1{,}1 \cdot 1{,}08 = 1{,}19 .$$

8. Визначаємо коефіцієнт K_{Fv} з урахуванням залежності (2.68)

$$K_{F_v} = C_{F_v} \cdot 1{,}08 = 1{,}4 \cdot 1{,}08 = 1{,}51 .$$

Відносна похибка

$$\delta_{K_H} = \frac{1{,}14 - 1{,}19}{1{,}14} 100 = -4{,}38\% ; \quad \delta_{K_F} = \frac{1{,}41 - 1{,}51}{1{,}41} 100 = -7{,}09\% .$$

З використанням наведених залежностей були виконані багаточисельні розрахунки з метою визначення коефіцієнтів K_{Hv} і K_{Fv} для різних зубчастих передач. Результати розрахунків показали, що максимальні значення відносних похибок δ_{K_H} і δ_{K_F} коливалися в межах 9…10,1%. Це вказує на допустимість використання залежності (2.68) для розрахунку зубчастих передач на контакту втому і втому зубців при згині при визначенні коефіцієнтів, які враховують внутрішнє динамічне навантаження.

2.7. Висновки

1. Встановлено, що після операції зубонарізання черв'ячною фрезою робочий профіль зубця колеса є багатогранник, який зі збільшенням кількості зубців фрези $z_ф$ наближається до евольвентної (теоретичної) кривої.

2. Кількість дотичних ліній (сторін багатогранника) залежить від кількості зубців фрези $z_ф$ та кількості її заходів k.

3. Виступи кутів багатогранника (гребінці) залежать від радіуса кривини евольвентної (теоретичної) кривої профілю зубця та практично пружно не деформуються під дією номінального колового навантаження, але впливають на частоту вимушених коливань зубчастої передачі.

4. Встановлено, що максимальна амплітуда коливання передаточного числа при повороті зубця ведучого колеса на один кутовий крок дорівнює похибці кута повороту веденого колеса на величину $0{,}6\Delta\varphi$.

5. Кулонове тертя в рухомих з'єднаннях не тільки не демпфує коливання в напрямку заданого руху, але й підсилює ефект дії зовнішніх збурюючих сил. Цей висновок підтверджується побудовою резонансних кривих. Для зменшення впливу зовнішніх змушувальних сил, які направлені вздовж ковзання робочих профілів, на коливання зубчастої передачі необхідно зменшувати шорсткість робочих поверхонь зубців до R_a = 1,25…0,63 мкм, що суттєво покращить поведінку системи при дії збуджуючих сил за рахунок зменшення Кулонова тертя.

6. Коливання, які перпендикулярні до напрямку ковзання робочих поверхонь зубців коліс, демпфують Кулоновим тертям коливання вздовж міжосьової лінії зубчастих коліс за законом в'язкого опору.

7. Зменшення Кулонова тертя базується на його впливі на коливні процеси зубчастої передачі, які призводять до її неякісної роботи.

8. Розроблено методологію визначення впливу зміни передаточного числа зубчастої передачі внаслідок похибки профілів зубців ведучого та веденого коліс, що обумовлено технологією зубофрезерування коліс

черв’ячними фрезами, на значення динамічних коефіцієнтів від дії внутрішніх динамічних навантажень.

9. Результати експериментальних досліджень на випробувальному стенді із замкненим силовим потоком дозволили отримати математичну нелінійну модель для визначення амплітуди коливання та отримати амплітудно-частотну характеристику коливання корпусу редуктора (першу гармоніку), за допомогою якої визначена гармоніка коливання зубчастої передачі і в тому числі гармоніка коливного процесу від похибок зубчастих коліс, що впливають на плавність роботи передачі.

10. Результати експериментальних досліджень підтвердили результати теоретичних досліджень, що дозволило отримати спрощену залежність для визначення динамічних коефіцієнтів. Максимальні значення відносних похибок для коефіцієнтів K_{Hv} і K_{Fv}, визначених за запропонованою залежністю, відносно значень визначених за залежностями згідно ГОСТ 21354-87, коливалися в межах 9…10,1%.

11. Результати експериментальних досліджень на випробувальному стенді із замкненим силовим потоком дозволили рекомендувати залежність (2.68) для визначення динамічних коефіцієнтів K_{Hv} і K_{Fv}.

РОЗДІЛ 3
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЦИЛІНДРИЧНИХ РЕДУКТОРІВ В ПРОЦЕСІ СИНТЕЗУ ЇХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ НА ОСНОВІ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

3.1. Вихідні положення

Стосовно редукторів і, зокрема, зубчастих передач, питаннями надійності в цьому напрямку, де більш детально розглянуто в Розділі 1, займалися К.І. Заблонський [100], А.Ф. Кіріченко [111], В.П. Шишов [239, 245], Г.П. Гриневич [74] та інші. Але розроблені методи забезпечення або підвищення надійності стосувалися лише окремих елементів зубчастих передач за рахунок удосконалення та синтезу їх конструктивних елементів і покращення роботи. Тому була поставлена задача розробити таку методологію, яка б дозволила визначати показники надійності не тільки окремих елементів, а і редуктора загалом.

В довідковій літературі [6] вказується, що гамма-відсоткове напрацювання редуктора на відмову T_γ = 3600 год, тобто це є напрацювання, протягом якого відмова об’єкта не виникне з імовірністю, наприклад, 90% при довготривалій роботі з постійним навантаженням. Інших даних по надійності редукторів в науково-технічній та довідковій літературі не було виявлено. Тому ставиться задача розробити методологію визначення основних показників надійності редукторів. За основу для розв’язання цієї задачі були прийняті основні положення планово-попереджувального ремонту (ППР) обладнання [202].

3.2. Вибір та обґрунтування показників надійності

Для вибору та обґрунтування показників надійності, тобто кількісної характеристики однієї чи декількох властивостей надійності об’єкта,

розглянемо показники безвідмовності, довговічності, ремонтопридатності та збережуваності. Ці показники за кількістю властивостей надійності можуть бути *одиничними* і *комплексними*.

Згідно з ДСТУ 2860-94:

- безвідмовність об’єкта характеризують: імовірність безвідмовної роботи $R(t)$; інтенсивність відмов $\lambda(t)$; середня інтенсивність відмов $\lambda(t_1, t_2)$; параметр потоку відмов $z(t)$; середнє напрацювання до відмови *MTTF* (в технічній та довідковій літературі цей показник позначають літерою T); середнє напрацювання на відмову *MTBF* (T_B); гамма-відсоткове напрацювання на відмову T_γ;
- довговічність об’єкта характеризують: середній ресурс T_p; гамма-відсотковий ресурс $T_{p\gamma}$; середній термін служби $T_{сл}$; гамма-відсотковий термін служби $T_{сл.\gamma}$;
- ремонтопридатність об’єкта характеризують: імовірність відновлення $M(t)$; середня тривалість відновлення *MTTR* ($T_{від}$); гамма-відсоткова тривалість відновлення $T_{від.\gamma}$; інтенсивність відновлення $\mu(t)$; середня інтенсивність відновлення $\mu(t_1, t_2)$;
- збережуваність об’єкта характеризують: середній термін збережуваності $T_{зб}$; гамма-відсотковий термін збережуваності $T_{зб.\gamma}$;
- комплексні показники надійності об’єкта характеризують: коефіцієнт готовності $A(t)$;коефіцієнт неготовності $U(t)$; середній коефіцієнт готовності $A(t_1, t_2)$ та інші.

Правильний вибір показників надійності для редукторів повинен базуватися на його службовому призначені та характеру функціонування. В процесі експлуатації редуктор, а саме зубчасті передачі, працюють у динамічному режимі. Частота обертання першого ведучого вала знаходиться в межах 1500…3000 хв$^{-1}$. Ця особливість приводить до високого рівня динамічних навантажень, проявом яких є вібрація у широкому спектрі частот. В цьому випадку в процесі експлуатації постійно протікають втомні процеси та зношування робочих поверхонь деталей, які обертаються.

На підставі результатів аналізу робіт [6, 74, 78, 100, 206] можна рекомендувати для оцінки надійності редукторів та його складових елементів такі показники:

1) **безвідмовності:** *середнє напрацювання на відмову* T_B; *гамма-відсоткове напрацювання на відмову* T_γ (значення цього показника встановлюється з деякою імовірністю γ, яка для більшості виробів серійного виробництва $\gamma = 90…95\%$); *імовірність безвідмовної роботи* $R(t)$;

2) **ремонтопридатності:** *середня тривалість відновлення* $T_{від}$;

3) **комплексний показник надійності:** *коефіцієнт готовності* $A(t)$.

В довідковій літературі [6] вказується, що гамма-відсоткове напрацювання редуктора на відмову $T_\gamma = 3600$ год, тобто це є напрацювання, протягом якого відмова об’єкта не виникне з імовірністю 90% при довготривалій роботі з постійним навантаженням. Інших даних по надійності редукторів в науково-технічній та довідковій літературі не було виявлено. Тому ставиться задача розробити методологію визначення основних показників надійності редукторів. За основу для розв’язання цієї задачі був прийнятий метод статистичного моделювання для прогнозування надійності [206] та основні положення планово-попереджувального ремонту (ППР) обладнання [202].

Розглянемо імовірність безвідмовної роботи $R(t)$, тобто імовірність того, що протягом заданого напрацювання t відмова об’єкта не виникне та комплексний показник надійності – коефіцієнт готовності $A(t)$ – імовірність того, що об’єкт виявиться працездатним у довільний момент часу, крім запланованих періодів, протягом яких використання об’єкта за призначенням не передбачене.

Згідно із рекомендаціями [206] для визначення імовірності безвідмовної роботи $R(t)$ складного обладнання, до якого відносять і редуктори, використовують розподіл Вейбулла. В цьому випадку $R(t)$ визначають за залежністю

$$R(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right], \tag{3.1}$$

де t – час безпосередньої роботи об’єкта, на протязі якого визначають для нього $R(t)$;

a – параметр масштабу, тобто $a = T_B$;

b – параметр форми (якщо b = 1, то розподіл Вейбулла перетворюється в експоненціальний з параметром інтенсивності відмов $\lambda(t) = 1/a$ = const; якщо b = 2, то розподіл Вейбулла перетворюється в розподіл Релея з лінійною функцією інтенсивності відмов $\lambda(t)$; якщо b = 3,3, то розподіл Вейбулла стає близьким до нормального розподілу).

Для визначення часу t безпосередньої роботи об’єкта, на протязі якого необхідно визначати $R(t)$, скористуємося рекомендаціями Експериментального науково-дослідного інституту металорізальних верстатів [202] стасовно даних ППР обладнання. Згідно із ППР середня тривалість ремонтного циклу від введення в експлуатацію до першого капітального ремонту складає 30000 год. ППР передбачає огляди, поточні ремонти, середні ремонти та на при кінці ремонтного циклу капітальний ремонт, що відповідає 18 проміжним періодам. Тоді час одного внутрішньоциклового періоду ППР буде t = 30000/18 = 1666,7 год. На протязі цього часу огляд ремонтною службою працюючого об’єкта не виконується. Тільки після напрацювання об’єктом цього часу t = 1666,7 год проводиться його огляд і при необхідності виконується ремонт. Тому ставиться задача для цього періоду визначити імовірність безвідмовної роботи R(1666,7) та коефіцієнт готовності A(1666,7).

Для визначення цих показників надійності редукторів уточнімо параметри розподілу a і b для залежності (3.1). За основу для уточнення параметрів розподілу приймаємо $a = T_B \approx T_\gamma$ = 3600 год, а параметр форми згідно із рекомендаціями [206] b = 2.

Коефіцієнт готовності визначають за залежністю

$$A(t) = \frac{T_B}{T_B + T_{від}}, \tag{3.2}$$

де T_B – середнє напрацювання на відмову;

$T_{від}$ – середня тривалість відновлення.

3.3. Метод статистичного моделювання надійності циліндричних редукторів та методологія їх визначення

Для визначення показників надійності редукторів уточнімо параметри розподілу a і b для залежності (3.1) з використанням методу статистичного моделювання [22, 206]. За основу для уточнення параметрів розподілу приймаємо $a = T_\gamma = T_B = 3600$ год, а параметр форми згідно із рекомендаціями [206] $b = 2$. Метод статистичного моделювання полягає у використанні випадкових чисел, які розподілені в інтервалі [0, 1] [52]. Ці числа X_i приймаються як імовірність безвідмовної роботи редуктора $R_i(t)$. Результат статистичної оцінки використання кількості випадкових чисел, тобто кількості проведення числових експериментів N, показав, що в нашому випадку їх кількість може не перевищувати $N = 10$. Крім цього, для визначення часу t_i безпосередньої роботи об’єкта до відмови, прологарифмуємо залежність (3.1), на підставі чого отримуємо

$$t_i = a\sqrt[b]{-\ln R_i(t)} = 3600\sqrt{-\ln R_i(t)}\,. \tag{3.3}$$

Для статистичної оцінки імовірності того, що час безвідмовної роботи t_i не перевищить значення T_B, використаємо залежність [206]

$$R(t_i) = 1 - \frac{i}{N+1}. \tag{3.4}$$

Результати статистичного моделювання заносимо до табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Результати статистичного моделювання розподілу Вейбулла

№	***i***	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	$X_i = R_i(t)$	0,10	0,09	0,73	0,25	0,33	0,37	0,54	0,20	0,48	0,06
2	$t_i \cdot 10^3$ за залежністю (3.3)	5,46	5,59	2,02	4,24	3,79	3,59	2,83	4,57	3,08	6,04
3	Впорядкований ряд $t_i \cdot 10^3$	2,02	2,83	3,08	3,59	3,79	4,24	4,57	5,46	5,59	6,04
4	$R(t_i)$ за залежністю (3.4)	0,91	0,82	0,73	0,64	0,55	0,46	0,36	0,27	0,18	0,09
5	$\lg t_i$	3,31	3,45	3,49	3,56	3,58	3,63	3,66	3,74	3,75	3,78
6	$\lg(-\lg R(t_i))$	-1,39	-1,06	-0,86	-0,71	-0,59	-0,47	-0,35	-0,25	-0,13	0,02

За результатами статистичного моделювання розподілу Вейбулла (5 і 6 строчки табл. 3.1) будуємо залежність $\lg(-\lg R(t_i))$ від $\lg t_i$ (крива ***1***, рис. 3.1) з накладанням на неї лінії тренда (крива ***2***, рис. 3.1) і отриманням рівняння

$$y = 2{,}9178\,x - 11{,}068, \qquad (3.5)$$

за допомогою якого визначаємо дійсне значення параметра форми $b = 2{,}9178$.

Уточнюємо значення параметру масштабу a з використанням залежності (3.5)

$$\lg(a^{2{,}9178}) = 11{,}068 - 0{,}362 = 10{,}706$$

або

$$2{,}9178 \cdot \lg a = 10{,}706; \ \lg a = \frac{10{,}706}{2{,}9178} = 3{,}67 .$$

Звідки

$$a = 10^{3{,}67} = 4677 \text{ год.}$$

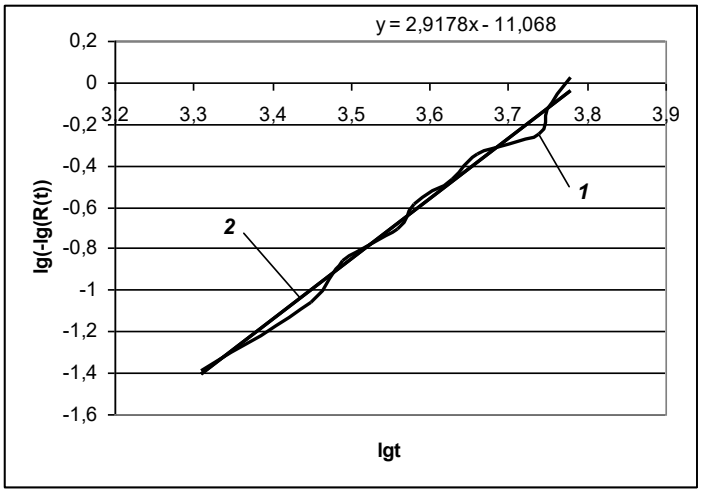


Рис. 3.1. Графічне відображення статистичного моделювання розподілу Вейбулла

Отже на підставі методу статистичного моделювання отримано значення параметрів $a = T_B$ = 4677 год для редукторів сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 і b = 2,9178, які за розподілом підпорядковуються закону Вейбулла [22, 52]. Для редукторів восьмого ступеня точності значення T_B зменшується введенням коефіцієнта на точність k_T = 0,9; для дев'ятого ступеня точності – k_T = 0,8. Тобто при визначені параметру масштабу для залежності (3.1) необхідно користуватися залежністю $a = T_B \cdot k_T$ [78].

На підставі отриманих значень параметрів a і b переходимо до визначення основних показників надійності редукторів. Головними конструктивними елементами того, чи іншого редуктора є елементи, які передають обертовий рух і в процесі роботи навантажені обертовим моментом. В цих елементах під дією навантажень виникають напруження, деформації, тертя кочення та ковзання. Під дією цих чинників може виникнути втомне або силове руйнування, а також зношування робочих поверхонь, що за певний період роботи може привести до відмови того чи іншого елемента і конструкції загалом. До таких конструктивних елементів відносять: вали, підшипники, зубчасті передачі.

Розглядаючи конструкцію редуктора можна зауважити, що за кожний з 18 проміжних періодів часу безперервної роботи (t = 1666,7 год)

максимальне число циклів навантаження має перший вхідний (швидкохідний) вал з підшипниками та перша зубчаста передача, які безпосередньо отримують обертовий рух від вала електродвигуна, тобто число циклів навантаження прямо пропорційно часу t_1 = 1666,7 год. Другий вал з підшипниками та друга зубчаста передача будуть мати меншу кількість циклів навантаження з урахуванням передаточного числа u_{12} між першим і другим валом за рахунок наявності між ними зубчастої передачі, тобто число циклів навантаження буде пропорційно часу t_2 = (1666,7/ u_{12}) год. Для третього вала – t_3 = (t_2/ u_{23}) год і т.д.

З урахуванням цієї закономірності визначимо імовірність безвідмовної роботи для кожного вала з підшипниками та окремо для зубчастих передач редуктора сьомого ступеня точності згідно ГОСТ 1643–81, для якого коефіцієнт точності k_T = 1,0.

Для першого вхідного швидкохідного вала з підшипниками та зубчастої передачі згідно залежності (3.1) маємо [22]

$$R(t_1) = R(t_1)_{1\hat{A}} = R(t_1)_{1\ddot{I}\ 1} = R(t_1)_{1\ddot{I}\ 2} = R(t_1)_{1\text{Ç}\ddot{I}} = \exp\left[-\left(\frac{1666{,}7}{4677\cdot 1{,}0}\right)^{2{,}9178}\right] = 0{,}952,$$

де $R(t_1)_{1B}$, $R(t_1)_{1П1}$, $R(t_1)_{1П2}$, $R(t_1)_{13П}$ – відповідно імовірності безвідмовної

роботи першого вала, першого підшипника першого вала, другого підшипника першого вала, першої зубчастої передачі.

Для другого вала з підшипниками та зубчастої передачі за аналогією

$$R(t_2)_{2B} = R(t_2)_{2П1} = R(t_2)_{2П2} = R(t_2)_{23П} = \exp\left[-\left(\frac{t_2}{4677\cdot 1{,}0}\right)^{2{,}9178}\right].$$

Для i–1 вала з підшипниками та зубчастої передачі

$$R(t_{i-1})_{i-1B} = R(t_{i-1})_{i-1П1} = R(t_{i-1})_{i-1П2} = R(t_{i-1})_{i-13П} = \exp\left[-\left(\frac{t_{i-1}}{4677 \cdot 1{,}0}\right)^{2{,}9178}\right].$$

Для *i*-го (останнього вихідного тихохідного) вала з підшипниками

$$R(t_i)_{iB} = R(t_i)_{iП1} = R(t_i)_{iП2} = \exp\left[-\left(\frac{t_i}{4677 \cdot 1{,}0}\right)^{2{,}9178}\right].$$

Враховуючи, що на кожному валу паралельно з'єднані три елементи (вал і два підшипника) з однаковим значенням імовірності безвідмовної роботи та послідовно одна зубчаста передача, визначимо імовірність безвідмовної роботи редуктора

$$\begin{aligned} R(t)_P = &\left[1-(1-R(t_1))^3\right] \cdot R(t_1)_{13П} \cdot \left[1-(1-R(t_2))^3\right] \cdot \\ &\cdot R(t_2)_{23П} \cdot \ldots \cdot [1-(1-R(t_{i-1}))^3] \cdot R(t_{i-1})_{i-13П} \cdot [1-(1-R(t_i))^3]. \end{aligned} \tag{3.6}$$

Для визначення комплексного показника надійності $A(t)$ скористуємося рекомендаціями нормативно-технічної літератури на ремонтно-відновлювані роботи [62]. Згідно з вказаними рекомендаціями визначимо середню тривалість відновлення $T_{від}$

$$T_{âää} = \frac{1}{k}\sum_{i=1}^{k} t_i\ , \tag{3.7}$$

де k – кількість усунених відмов, на які було витрачено час t_1, t_2, … , t_k.

В процесі виконання відновлюваних робіт можливі різні варіанти технології відновлення [62]:

- зняття торцових кришок підшипників, від'єднання кришки редуктора від корпуса та заміна одного підшипника – 3,6 год;

- зняття торцових кришок підшипників, від’єднання кришки редуктора від корпуса та заміна двох підшипників – 4,2 год;
- зняття торцових кришок підшипників, від’єднання кришки редуктора від корпуса та заміна одного зубчастого колеса або вал-шестерні, або одного вала – 4,8 год;
- зняття торцових кришок підшипників, від’єднання кришки редуктора від корпуса та заміна двох зубчастих коліс або вал-шестерні та одного вала – 7,8 год;
- зняття кришки оглядового вікна, злиття мастила та заповнення корпуса редуктора новим мастилом – 1,8 год;
- зняття торцових кришок підшипників, від’єднання кришки редуктора від корпуса та заміна шпонки з’єднання вала з зубчастим колесом – 4,8 год.

Безумовно, існує ще багато інших варіантів відновлення редукторів, але наведені варіанти найбільш частіше зустрічаються на практиці. На підставі наведених даних $T_{від}$ буде

$$T_{âîä} = \frac{3{,}6 + 4{,}2 + 4{,}8 + 7{,}8 + 1{,}8 + 4{,}8}{6} = 4{,}5 \text{ год.}$$

На підставі отриманих даних визначаємо значення комплексного показника надійності $A(t)$ для редукторів потужністю 2…50 кВт

$$A(t) = \frac{T_B k_T}{T_B k_T + T_{від}} = \frac{4677 \cdot k_T}{4677 \cdot k_T + 4{,}5}. \qquad (3.8)$$

Розглянемо, як приклад, визначення показників надійності для двоступеневого редуктора типу 5Ц2-125 ВАТ «Майкопський редукторний завод» за такими вихідними даними: u_{12} = 2; : u_{23} = 4; номінальна потужність min/max = 8/28 кВт; ступінь точності – 7 (ГОСТ 1643-81); k_T = 1.

1. Визначаємо час напрацювання кожного з трьох валів редуктора до його наступного технічного огляду ремонтною службою: t_1 = 1666,7 год; t_2 = t_1/ u_{12} = 1666,7/2 = 833,35 год; t_3 = t_2/ u_{23} = 833,35/4 = 208,34 год.

2. Розраховуємо імовірності безвідмовної роботи

$$R(t_1) = R(t_1)_{13П} = \exp\left[-\left(\frac{1666,7}{4677 \cdot 1,0}\right)^{2,9178}\right] = 0,952;$$

$$R(t_2) = R(t_2)_{23П} = \exp\left[-\left(\frac{833,35}{4677 \cdot 1,0}\right)^{2,9178}\right] = 0,994;$$

$$R(t_3) = \exp\left[-\left(\frac{208,34}{4677 \cdot 1,0}\right)^{2,9178}\right] = 0,999;$$

3. Визначаємо імовірність безвідмовної роботи редуктора за залежністю (3.6)

$$R(t)_P = \left[1-(1-R(t_1))^3\right] \cdot R(t_1)_{13П} \cdot \left[1-(1-R(t_2))^3\right] \cdot R(t_2)_{23П} \cdot [1-(1-R(t_3))^3] =$$
$$= [1-(1-0,952)^3] \cdot 0,952 \cdot [1-(1-0,994)^3] \cdot 0,994 \cdot [1-(1-0,999)^3] = 0,905.$$

4. Визначаємо коефіцієнт готовності за залежністю (3.7)

$$A(t) = \frac{4677 \cdot k_T}{4677 \cdot k_T + 4,5} = \frac{4677 \cdot 1,0}{4677 \cdot 1,0 + 4,5} = 0,999.$$

Підсумовуючи та аналізуючи отримані результати можна констатувати, що розроблена методологія визначення основних показників надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання для прогнозування надійності, а саме імовірності безвідмовної роботи

редуктора та комплексного показника – коефіцієнта готовності, дозволяє аналізувати надійність розробленої конструкції редуктора. При цьому прийнятий проміжний період часу безперервної роботи редуктора t_1 = 1666,7 год без технічного обслуговування є завищеним, що не забезпечує достатньої надійності роботи редуктора.

$R(t)_P$ = 0,905 вказує на те, що, наприклад, з 10 працюючих двохступеневих редукторів за час t_1 один обов'язково відмовить. Тому за результатами розрахунків найбільш оптимальним проміжком часу безперервної роботи редуктора без виконання технічного обслуговування є час t_1 = 720 год, який забезпечує імовірність безвідмовної роботи редуктора в межах 0,98…0,99. Для цього необхідно впроваджувати в практику експлуатації редукторів систему ППР, яка б забезпечувала їх високу надійність роботи.

3.4. Вплив конструктивно-технологічних параметрів деталей на надійність редуктора і можливість модифікації складових елементів

Аналізуючи конструкцію любого редуктора можна зауважити, що його основними конструктивними елементами є: *вали*, *підшипники* та *зубчасті передачі*, за допомогою яких передається відповідний обертовий момент за потрібною потужністю. Ці конструктивні елементи працюють у динамічному режимі з частотою обертання першого ведучого вала від 1500 до 3000 хв$^{-1}$. Тому в процесі експлуатації постійно протікають втомні процеси та зношування робочих поверхонь деталей, які обертаються.

Розглянемо для основних конструктивних елементів найбільш імовірний можливий середній час напрацювання на відмову T_B та можливі основні напрямки його збільшення за рахунок відповідних заходів [22, 24, 51].

3.4.1. Вали. Результати аналізу робіт по втомній міцності та довговічності валів дозволили встановити, що найбільш глибоко ці проблеми розглянуті в роботі доктора техн. наук, проф. В.М. Гребеніка [72].

1. Втомна міцність валів суттєво залежить від якості механічної обробки їх циліндричних поверхонь. Зменшення шорсткості обробки з R_a = 3,2 мкм до R_a = 1,6…0,8 мкм дозволяє змістити точку перелому кривої втоми вправо, тобто збільшити значення базового числа циклів навантаження в 1,23 рази [72].

Базове число циклів навантаження для вуглецевих і легованих сталей $N_0 = 2{,}1 \cdot 10^6$ [72]. Тоді збільшення числа циклів можна визначити так

$$\Delta N_0 = 1{,}23 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 - 2{,}1 \cdot 10^6 = 0{,}483 \cdot 10^6 .$$

В цьому випадку зростання часу середнього напрацювання на відмову T_B з урахуванням режиму навантаження буде

$$\Delta T_B = \frac{\Delta N_0}{60 n K_{FE}} \text{, год} \qquad (3.9)$$

де n – частота обертання швидкохідного вала, хв$^{-1}$;

K_{FE} – коефіцієнт, який враховує режим навантаження (для розрахунків приймаємо середній рівноймовірний режим навантаження, для якого K_{FE} = 0,14).

З урахуванням залежності (3.9) значення параметрів $a = T_B$ для швидкохідного вала редуктора сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 буде

$$a = T_B + \Delta T_B = 4677 + \frac{0{,}483 \cdot 10^6}{60 \cdot 1500 \cdot 0{,}14} = 4715 \text{ год,}$$

що дозволяє підвищити надійність валів і редуктора загалом.

2. На втомну міцність валів в значній мірі впливає відстань L між опорами (підшипниками). В процесі роботи редуктора при збільшені L виникають більші за значенням напруження згину $\sigma_{зг}$. Для визначення напруження згину $\sigma_{зг}$ в процесі розрахунків валів використовують залежність

$$\sigma_{зг} = \frac{\sqrt{(M_{r\max} + M_{a\max})^2 + M_{t\max}^2}}{W_{ОФ}}, \qquad (3.10)$$

де $M_{r\max}$ – максимальний згинальний момент від радіальної сили F_r;

$M_{a\max}$ – максимальний згинальний момент від осьової сили F_a;

$M_{t\max}$ – максимальний згинальний момент від колової сили F_t;

$W_{ОФ}$ – фактичний осьовий момент опору перерізу вала.

Для зменшення напружень згину доцільно зменшувати відстань L між опорами. Це можливо зробити тільки за умови модифікації конструкції корпуса редуктора (рис. 3.2). Розглянемо зміну напружень від зміни L згідно прикладу, який наведено на рис. 3.2. При цьому рахуємо, що зубчаста передача прямозуба і відповідно $M_{a\max} = 0$. Тоді до модифікації конструкції корпуса: $M_{r\max} = R_{1r}\cdot[(2/3)L] = 0{,}67LR_{1r}$; $M_{t\max} = R_{1t}\cdot[(2/3)L] = 0{,}67LR_{1t}$. Після модифікації конструкції корпуса: $M_{r\max} = R_{1r}\cdot[0{,}5(0{,}5L)] = 0{,}25LR_{1r}$; $M_{t\max} = R_{1t}\cdot[0{,}5(0{,}5L)] = 0{,}25LR_{1t}$.

Використовуючи залежність (3.10), визначимо співвідношення $\sigma_{зг}$ до модифікації і $\sigma_{зг.м}$ після модифікації корпусу

$$\frac{\sigma_{зг}}{\sigma_{зг.м}} = \frac{\dfrac{\sqrt{M_{r\max}^2 + M_{t\max}^2}}{W_{ОФ}}}{\dfrac{\sqrt{M_{r\max}^2 + M_{t\max}^2}}{W_{ОФ}}} = \frac{\sqrt{(0{,}67LR_{1r})^2 + (0{,}67LR_{1t})^2}}{\sqrt{(0{,}25LR_{1r})^2 + (0{,}25LR_{1t})^2}} = \frac{0{,}67}{0{,}25} = 2{,}68.$$

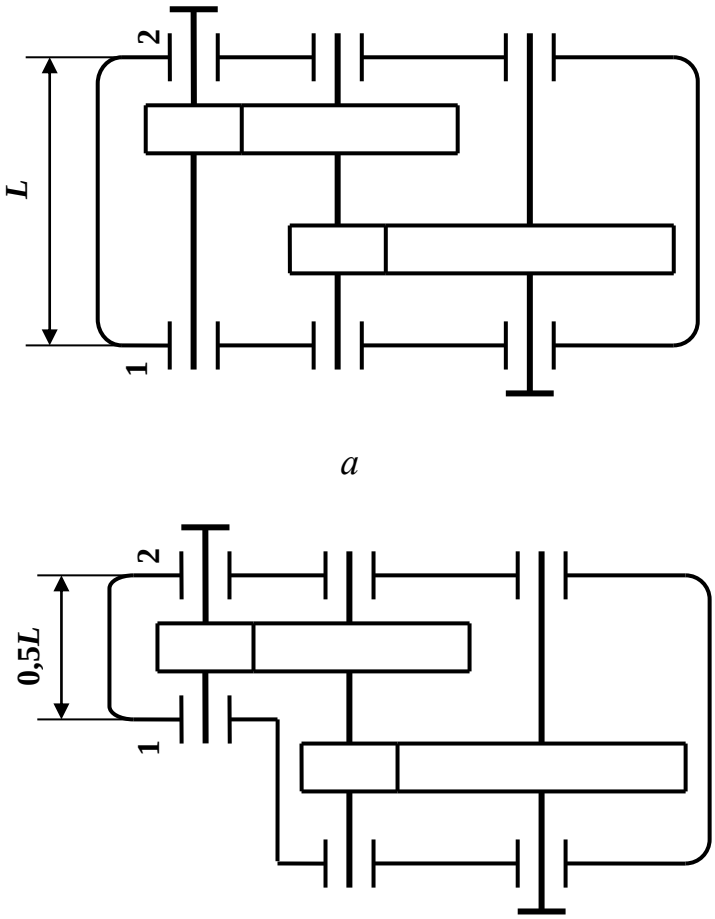


Рис. 3.2. Конструктивна схема корпусу двохступеневого редуктора:
а – до модифікації корпусу; *б* – після модифікації корпусу

Аналізуючи отримані результати, можна зауважити, що модифікація корпусу редуктора дозволяє зменшувати напруження згину швидкохідного вала у 2,68 рази, а це в свою чергу збільшує число циклів на $\Delta N_0 = 0{,}9 \cdot 10^6$ [72]. В цьому випадку зростання параметру $a = T_B$ для швидкохідного вала редуктора сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 буде

$$a = T_B + \Delta T_B = 4677 + \frac{0{,}9 \cdot 10^6}{60 \cdot 1500 \cdot 0{,}14} = 4748 \text{ год.}$$

Цей конструкторський захід дозволяє підвищити надійність вала і редуктора загалом.

3.4.2. Підшипники. Підбір підшипників для більшості редукторів виконують за динамічною вантажністю, тобто [86]

$$C < C_r \tag{3.11}$$

де C – потрібна динамічна вантажність, Н;

C_r – табличне значення динамічної вантажності вибраного типорозміру підшипника.

В свою чергу

$$C = R\left(\frac{60nL_h}{10^6}\right)^{\frac{1}{\alpha}}, \tag{3.12}$$

де R – розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник, Н;

n – частота обертання кільця, яке обертається, хв.$^{-1}$;

L_h – потрібна довговічність підшипника, год;

α – коефіцієнт, який залежить від характеру кривої втоми (для кулькових підшипників $\alpha = 3$; для роликових – $\alpha = 10/3$).

Для радіально-упорних кулькових і роликових підшипників розрахункове еквівалентне навантаження визначають за залежністю

$$R = (XVR_r + YR_a)K_Б K_T, \tag{3.13}$$

де X і Y – коефіцієнти відповідно радіального R_r та осьового R_a навантажень. Їх значення для однорядних кулькових радіально-упорних і роликових конічних визначають в залежності від порівняння відношення R_a/VR_r з параметром осьового навантаження e;

V – коефіцієнт обертання (при обертанні внутрішнього кільця $V = 1$; зовнішнього – $V = 1{,}2$);

$K_Б$ – коефіцієнт безпеки ($K_Б = 1$ – при спокійному навантаженні; $K_Б = 1{,}2$ – при легких поштовхах і короткочасних перевантаженнях до 125% від

номінального; $K_Б$ = 1,8 – при помірних поштовхах і короткочасних перевантаженнях до 150% від номінального; $K_Б$ = 3 – при ударному навантаженні та перевантаженнях до 300% від номінального);

K_T - температурний коефіцієнт (K_T = 1 при $t \leq 100^oC$; K_T = 1,05 при $t \leq 125^oC$; K_T = 1,11 при $t \leq 150^oC$; K_T = 1,15 при $t \leq 175^oC$; K_T = 1,25 при $t \leq 200^oC$).

В свою чергу осьове навантаження R_a дорівнює осьовій силі F_a, тобто

$$R_a = F_a = F_t tg\beta,$$

де F_t – колова сила;

β – кут нахилу зубців колеса.

Радіальне навантаження R_r дорівнює радіальній силі F_r, тобто

$$R_r = F_r = \frac{F_t tg\alpha_n}{\cos\beta},$$

де α_n – кут зачеплення зубчастої передачі в нормальному перерізі зубця колеса (для стандартних передач $\alpha_n = 20^o$).

Визначимо довговічність підшипника L_h за залежністю (3.12)

$$L_h = \frac{10^6 C^\alpha}{60 R^\alpha n}. \qquad (3.14)$$

На довговічність підшипника значний вплив має кут нахилу зубців β коліс передачі. Його приймають при проектуванні передач в межах $10^o \ldots 15^o$. Розглянемо вплив кута нахилу зубців β на довговічність підшипника, тобто на його напрацювання на відмову T_B. При цьому візьмемо для розрахунку дві зубчасті передачі з $\beta_1 = 10^o$ і $\beta_2 = 15^o$. Співвідношення $\frac{R_a}{VR_r}$ буде при $V = 1$ (в редукторах обертається внутрішнє кільце підшипника) з використанням наведених залежностей для R_a і R_r

$$\frac{R_a}{VR_r} = \frac{F_t tg\beta \cdot \cos\beta}{1 \cdot F_t tg\alpha_n} = \frac{\sin\beta}{tg\alpha_n}.$$

Для першої передачі $\frac{\sin\beta_1}{tg\alpha_n} = \frac{\sin 10^0}{tg 20^0} = 0{,}48 \rightarrow X = 0{,}46;\ Y = 1{,}13.$

Для другої передачі $\frac{\sin\beta_2}{tg\alpha_n} = \frac{\sin 15^0}{tg 20^0} = 0{,}72 \rightarrow X = 0{,}46;\ Y = 1{,}00.$

Тоді за залежністю (3.13) $R_1 = 0{,}37F_tK_БK_T$; $R_2 = 0{,}44F_tK_БK_T$.

Знаходимо співвідношення $\frac{R_2}{R_1} = 1{,}19$. Тоді $R_2 = 1{,}19R_1$.

Враховуючи наведене співвідношення, визначаємо L_{h1} і L_{h2} за залежністю (3.14)

$$L_{h1} = \frac{10^6 C^3}{60R_1^3 n};\ L_{h2} = \frac{10^6 C^3}{60(1{,}19R_1)^3 n} = \frac{10^6 C^3}{101{,}11R_1^3 n}.$$

Знаходимо співвідношення довговічностей підшипника

$$\frac{L_{h1}}{L_{h2}} = 1{,}685,$$

тобто $L_{h1} = 1{,}685L_{h2}$. Звідси можна зробити висновок про те, що зменшення кута нахилу зубців β з 15º до 10º збільшує напрацювання підшипників на відмову T_B на 68,5%, тобто для забезпечення високої надійності підшипників необхідно в процесі проектування кут нахилу зубців β передачі приймати в межах не більше 10º.

3.4.3. Зубчасті передачі. Розглянемо вплив значення коефіцієнта ширини вінця зубців колеса ψ_{ba} для визначення ширини вінця в залежності від міжосьової відстані передачі a_w на концентрацію навантаження та відповідно на надійність зубчастої передачі. При проектному розрахунку циліндричних зубчастих передач значення коефіцієнта ψ_{ba} приймають в межах 0,2…0,4.

Коефіцієнт вихідної концентрації навантаження для торця зубчастого колеса зі сторони підводу обертового моменту, який враховує розподілення навантаження по довжині контактних ліній, визначають за залежністю [121] при розрахунках:

на контактну втому

$$K_{H\beta 0} = 1 + (k_y + k_f + k_b) k_E k_{Hз}; \tag{3.15}$$

на втому при згині зубців

$$K_{F\beta 0} = 1 + (k_y + k_f + k_b) k_E k_{Fз}, \tag{3.16}$$

де k_y – коефіцієнт, який враховує деформації;

k_f – коефіцієнт точності;

k_b – коефіцієнт, який враховує деформацію підшипників;

k_E – коефіцієнт матеріалу зубців;

$k_{Hз}$, $k_{Fз}$ – коефіцієнт виду передачі при розрахунку зубців на контактну втому і втому при згині відповідно (в нашому випадку передача косозуба і шестерня розміщена між опорами).

Для розгляду *впливу значення коефіцієнта ширини вінця* зубців колеса на концентрацію навантаження та відповідно на надійність зубчастої передачі зупинимося на ***прикладі***: редуктор одноступеневий; u = 2; d_1 = 120 мм; ψ_{ba1} = 0,2; ψ_{ba2} = 0,4; β = 10º; пара коліс виготовлена зі сталі; частота обертання ведучого колеса n_1 = 1500 хв$^{-1}$; кутова швидкість ведучого вала ω_1 = 157 с$^{-1}$; колова швидкість v = 9,42 м/с; потужність на ведучому валу P_1 = 10 кВт; твердість робочої поверхні зубців НВ = 290.

1. Визначаємо значення складових залежностей (3.15) і (3.16) для ψ_{ba1} = 0,2 з використанням рекомендацій [100]:

$$k_y = k_{yk} \frac{1}{k_E} + k_{yu};$$

$$\psi_{bd} = 0{,}5\psi_{ba}(u+1) = 0{,}5 \cdot 0{,}4 \cdot (2+1) = 0{,}6;$$

$$k_{yk} = 0{,}16\psi_{bd}^2 = 0{,}16 \cdot 0{,}3^2 = 0{,}0144\,;\ k_E = 1$$

$$k_{yu} = 0{,}016\psi_{bd}^4 = 0{,}016 \cdot 0{,}3^4 = 0{,}00013\,;$$

$$k_y = 0{,}0144\frac{1}{1} + 0{,}00013 = 0{,}01453\,;$$

$$k_f = (1{,}25 - 0{,}35\psi_{bd})\frac{6{,}6 l_\Sigma}{F_{Ht}}\cos^2\beta = (1{,}25 - 0{,}35 \cdot 0{,}3)\frac{6{,}6 \cdot 36{,}6}{1062}\cos^2 10^0 = 0{,}25\,;$$

$$k_b = (0{,}9 - 0{,}25\psi_{bd}) l_\Sigma s_{\max} = (0{,}9 - 0{,}25 \cdot 0{,}3)36{,}6 \cdot (-0{,}005) = -0{,}15\,;$$

$$k_{Hз} = \frac{\psi_{bd} + 0{,}25}{\psi_{bd} - 0{,}2} = \frac{0{,}3 + 0{,}25}{0{,}3 - 0{,}2} = 5{,}5\,;$$

$$k_{Fз} = 1\,;$$

$$S_H = 2 \cdot 10^{-8}\left(\frac{350}{HB}\right)^2\left(\frac{20}{v}\right)^{0{,}5} = 2 \cdot 10^{-8}\left(\frac{350}{290}\right)^2\left(\frac{20}{9{,}42}\right)^{0{,}5} = 4{,}2 \cdot 10^{-8}\,;$$

$$K_{H\beta 0} = 1 + (0{,}01453 + 0{,}25 - 0{,}15) \cdot 1 \cdot 5{,}5 = 1{,}63\,;$$

$$K_{F\beta 0} = 1 + (0{,}01453 + 0{,}25 - 0{,}15) \cdot 1 \cdot 1 = 1{,}11\,.$$

Визначаємо кількість циклів N_1 навантаження зубців шестерні при $T = T_B = 4677$ год, тобто за час безвідмовної роботи

$$N_1 = 60 n_1 T = 60 \cdot 1500 \cdot 4677 = 4{,}2 \cdot 10^8\,.$$

Кількість циклів навантажень $N_{H\text{пр}}$, $N_{F\text{пр}}$, яка необхідна для припрацювання зубців:

- у полюсі

$$N_{H_{ПР}} = \frac{K_{H\beta 0} - 1}{S_H \sqrt[3]{K_{H\beta 0}}} = \frac{1{,}63 - 1}{4{,}2 \cdot 10^{-8} \cdot \sqrt[3]{1{,}63}} = 0{,}13 \cdot 10^8;$$

- у вершини

$$N_{F_{ПР}} = \frac{K_{F\beta 0} - 1}{\chi S_H \sqrt[3]{K_{F\beta 0}}} = \frac{1{,}11 - 1}{1{,}5 \cdot 4{,}2 \cdot 10^{-8} \cdot \sqrt[3]{1{,}11}} = 0{,}016 \cdot 10^8.$$

Коефіцієнти, які враховують кількість циклів навантажень

$$x_H = \frac{N_1}{N_{H_{ПР}}} = \frac{4{,}2 \cdot 10^8}{0{,}13 \cdot 10^8} = 32{,}3; \; x_F = \frac{N_1}{N_{F_{ПР}}} = \frac{4{,}2 \cdot 10^8}{0{,}016 \cdot 10^8} = 262.$$

В цьому випадку значення еквівалентних коефіцієнтів концентрації навантаження будуть [100, табл. XVI-2 і XVI-3]

$$K_{H\beta e1} = 1{,}05; \; K_{F\beta e1} = 1{,}01.$$

2. Визначаємо значення складових залежностей (3.15) і (3.16) для ψ_{ba2} = 0,4 з використанням рекомендацій [100]:

$$k_y = k_{yk} \frac{1}{k_E} + k_{yu};$$

$$\psi_{bd} = 0{,}5\psi_{ba}(u+1) = 0{,}5 \cdot 0{,}4 \cdot (2+1) = 0{,}6;$$

$$k_{yk} = 0{,}16\psi_{bd}^2 = 0{,}16 \cdot 0{,}6^2 = 0{,}0576; \; k_E = 1$$

$$k_{yu} = 0{,}016\psi_{bd}^4 = 0{,}016 \cdot 0{,}3^4 = 0{,}00013;$$

$$k_y = 0{,}0576\frac{1}{1} + 0{,}00013 = 0{,}05773;$$

$$k_f = (1{,}25 - 0{,}35\psi_{bd})\frac{6{,}6 l_\Sigma}{F_{Ht}}\cos^2\beta = (1{,}25 - 0{,}35\cdot 0{,}6)\frac{6{,}6\cdot 36{,}6}{1062}\cos^2 10^0 = 0{,}23;$$

$$k_b = (0{,}9 - 0{,}25\psi_{bd}) l_\Sigma s_{\max} = (0{,}9 - 0{,}25\cdot 0{,}6)36{,}6\cdot(-0{,}005) = -0{,}14;$$

$$k_{H_З} = \frac{\psi_{bd} + 0{,}25}{\psi_{bd} - 0{,}2} = \frac{0{,}6 + 0{,}25}{0{,}6 - 0{,}2} = 2{,}13;$$

$$k_{F_З} = 1;$$

$$S_H = 2\cdot 10^{-8}\left(\frac{350}{HB}\right)^2\left(\frac{20}{v}\right)^{0{,}5} = 2\cdot 10^{-8}\left(\frac{350}{290}\right)^2\left(\frac{20}{9{,}42}\right)^{0{,}5} = 4{,}2\cdot 10^{-8};$$

$$K_{H\beta 0} = 1 + (0{,}05773 + 0{,}23 - 0{,}14)\cdot 1\cdot 2{,}13 = 1{,}31;$$

$$K_{F\beta 0} = 1 + (0{,}05773 + 0{,}23 - 0{,}14)\cdot 1\cdot 1 = 1{,}15.$$

Визначаємо кількість циклів N_1 навантаження зубців шестерні при $T = T_B = 4677$ год, тобто за час безвідмовної роботи

$$N_1 = 60 n_1 T = 60\cdot 1500\cdot 4677 = 4{,}2\cdot 10^8.$$

Кількість циклів навантажень $N_{H\text{пр}}$, $N_{F\text{пр}}$, яка необхідна для припрацювання зубців:

- у полюсі

$$N_{H_{ПР}} = \frac{K_{H\beta 0} - 1}{S_H\sqrt[3]{K_{H\beta 0}}} = \frac{1{,}31 - 1}{4{,}2\cdot 10^{-8}\cdot\sqrt[3]{1{,}31}} = 0{,}09\cdot 10^8;$$

- у вершини

$$N_{F_{ПР}} = \frac{K_{F\beta 0} - 1}{\chi S_H \sqrt[3]{K_{F\beta 0}}} = \frac{1{,}15 - 1}{1{,}5 \cdot 4{,}2 \cdot 10^{-8} \cdot \sqrt[3]{1{,}15}} = 0{,}022 \cdot 10^8 .$$

Коефіцієнти, які враховують кількість циклів навантажень

$$x_H = \frac{N_1}{N_{H_{ПР}}} = \frac{4{,}2 \cdot 10^8}{0{,}09 \cdot 10^8} = 46 ; \; x_F = \frac{N_1}{N_{F_{ПР}}} = \frac{4{,}2 \cdot 10^8}{0{,}022 \cdot 10^8} = 191 .$$

В цьому випадку значення еквівалентних коефіцієнтів концентрації навантаження будуть [168, табл. XVI-2 і XVI-3]

$$K_{H\beta e2} = 1{,}02; \; K_{F\beta e2} = 1{,}01.$$

Результати аналізу впливу значення коефіцієнта ширини вінця зубців колеса на концентрацію навантаження та відповідно на надійність зубчастої передачі показують, що при збільшені ψ_{ba} від 0,2 до 0,4 зменшується кількість циклів навантажень, яка необхідна для припрацювання зубців у полюсі зачеплення в $N_{H\text{пр}1}/N_{H\text{пр}2}$ = 1,44 рази без зміни кількості циклів навантажень у вершини зуба, та у зменшені еквівалентного коефіцієнта концентрації навантаження $K_{H\beta e}$ на 3%. Виходячи з цих результатів можна стверджувати, що в процесі проектування зубчастих передач з метою підвищення її надійності необхідно приймати більші значення ψ_{ba} з рекомендованих меж.

3.5 Висновки

Результати розгляду впливу конструкції циліндричного редуктора на його надійність дозволили зробити наступні висновки.

1. Конструкція редуктора та його основних конструктивних елементів в значній мірі впливає на значення показників надійності, а саме на *середнє напрацювання на відмову* T_B, *гамма-відсоткове напрацювання на відмову* T_γ, *імовірність безвідмовної роботи* $R(t)$, *середню тривалість відновлення* $T_{від}$ та на комплексний показник надійності *коефіцієнт готовності* $A(t)$.

2. Аналізуючи отримані результати по надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання для її прогнозування, а саме імовірності безвідмовної роботи редуктора та комплексного показника – коефіцієнта готовності, дозволив прийти до висновку, що прийнятий проміжний період часу безперервної роботи редуктора t_1 = 1666,7 год без технічного обслуговування є завищеним і не забезпечує достатньої надійності роботи редуктора. Встановлено, що найбільш оптимальним проміжком часу безперервної роботи редуктора без виконання технічного обслуговування є час t_1 = 720 год, який забезпечує імовірність безвідмовної роботи редуктора в межах 0,98…0,99.

3. Модифікація корпусу редуктора, а саме зменшення відстані між опорами швидкохідного вала, наприклад, в два рази дозволяє зменшити його напруження згину у 2,68 рази та збільшити число циклів навантажень на $\Delta N_0 = 0{,}9 \cdot 10^6$, що призводить до зростання середнього напрацювання на відмову T_B редуктора сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 до 4748 год з одночасним підвищенням надійності вала і редуктора загалом.

4. Зменшення кута нахилу зубців β з 15º до 10º збільшує напрацювання T_B підшипників на відмову на 68,5%, тобто для забезпечення високої надійності підшипників необхідно в процесі проектування передачі кут нахилу зубців β приймати в межах не більше 10º.

5. В процесі проектування зубчастих передач з метою підвищення надійності необхідно приймати більші значення коефіцієнта ширини зубчастого вінця ψ_{ba} з рекомендованих меж його зміни. Наприклад, при збільшені ψ_{ba} від 0,2 до 0,4 зменшується кількість циклів навантажень, яка

необхідна для припрацювання зубців у полюсі зачеплення в $N_{H\text{пр}1}/N_{H\text{пр}2}$ = 1,44 рази без зміни кількості циклів навантажень у вершини зуба, та у зменшені еквівалентного коефіцієнта концентрації навантаження $K_{H\beta e}$ на 3%.

РОЗДІЛ 4
БАГАТОПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОРПУСІВ РЕДУКТОРІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ДИСКРЕТНОГО ПРОГРАМУВАННЯ

4.1. Вихідні положення

Основною проблемою сучасного машинобудування є забезпечення згідно із службовим призначенням обґрунтованого вибору оптимальної структури та параметрів запроектованої конструкції. Важливим і відповідальним етапом проектування, виготовлення та експлуатації будь-якої конструкції є початковий етап, на якому розробляються принципові схеми, ескізні проекти та вибирається оптимальний варіант, тобто виконується синтез конструктивного рішення. Ефективність цих рішень впливає на собівартість розробленої конструкції виробу та її експлуатаційні показники.

Тому була поставлена задача розробити таку методологію, яка б дозволила синтезувати конструктивні елементи корпусів циліндричної зубчастої передачі, тобто на підставі результатів досліджень розробити оптимізаційну математичну модель синтезу конструктивних елементів корпусів циліндричної зубчастої передачі.

Розглянемо розв’язання цього питання на прикладі синтезу конструктивних елементів корпусу циліндричного редуктора.

4.2. Критерії оптимізації основних конструктивних елементів корпусу

Багатокритеріальні оптимізаційні задачі в залежності від того, в якому вигляді виявляється дія різних критеріїв, поділяються на п’ять класів [115]. Для розв’язання цієї задачі приймаємо третій клас. Ефективність системи

визначається в цьому випадку сукупністю величини критеріїв для кожної з умов. Часткові критерії мають однакову природу та однакову розмірність.

Одним із головних чинників, які характеризують якість любого виробу, є його надійність. В свою чергу одним з основних показників надійності є довговічність виробу. Згідно із ДСТУ 2860-94 показником довговічності виробу є середній повний ресурс T_p (термін служби). Наприклад, для циліндричних редукторів $T_p \geq 3600$ год [6]. До цього ж необхідно одночасно додати, що збільшення довговічності виробу без урахування його економічних показників надійності може бути не обґрунтованим.

Виходячи з наведеного положення для оптимізації та синтезу конструктивних параметрів корпусів зубчастої передачі приймаємо наступні критерії:

1. Економічний показник надійності корпуса $E = K_e\, T_E$ [201],

де

$$K_e = (Q_B + Q_E)/T_B, \text{ грн/год;} \tag{4.1}$$

T_B – середнє напрацювання корпуса на відмову, год; Q_B – технологічна собівартість виготовлення заготовки корпуса, грн; Q_E – сумарні витрати на експлуатацію, грн; T_E – заданий період експлуатації, год; значення T_E приймають згідно рекомендацій [74], в яких наведено терміни експлуатації корпусів редукторів до капітального ремонту в межах від 5000 до 6000 год, тобто приймаємо, що T_E дорівнює середньому повному ресурсу T_p, а саме $T_E = T_p = 5000\ldots6000$ год.

Технологічна собівартість виготовлення заготовки корпуса можна визначити за залежністю

$$Q_B = (M + З)(1 + H/100), \text{ грн} \tag{4.2}$$

де M – вартість матеріалу, грн; $M = m\,(S/1000) - (m - m_г)(S_в/1000)$; m – маса одиниці об’єму заготовки, кг; $m_г$ – маса одиниці об’єму готової деталі, кг; $m_г$

= (0,8…0,9)m; S, $S_в$ – ціна 1 т матеріалу заготовки та відходів відповідно, грн [4, 199]; $З$ – заробітна плата на виконання операцій формування, литва, вибивки, очистки, грн; $З$ = (B/1000)$mk_м$; B – базова заробітна плата на виконання вказаних операцій для 1 т виливки, грн (B ≈ 1600 грн [7]); $k_м$ – коефіцієнт, який залежить від марки матеріалу: для сірих чавунів $k_м$ = 1; для модифікованих $k_м$ = 1,08; для вуглецевих сталей $k_м$ = 1,22; H – накладні витрати підприємства, де виготовляють корпус, %.

Сумарні витрати на експлуатацію корпуса

$$Q_E = B_j \Sigma O_j, \tag{4.3}$$

де B_j – вартість одного огляду в процесі експлуатації корпуса зубчастої передачі, грн (B_j ≈ 155 грн [7]). Згідно із планово-попереджувальним ремонтом (ППР) обладнання [202] передбачаються огляди, поточні ремонти, середні ремонти та на при кінці ремонтного циклу капітальний ремонт, що відповідає 18 проміжним періодам; ΣO_j = 18 – загальна кількість оглядів.

Середнє значення напрацювання корпуса на відмову T_B визначимо виходячи зі значення імовірності його безвідмовної роботи $R(t)$ з використанням розподілу Вейбулла. В цьому випадку $R(t)$ визначають за залежністю [201]

$$R(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right], \tag{4.4}$$

де t – час безпосередньої роботи об’єкта, на протязі якого визначають для нього $R(t)$; a – параметр масштабу, тобто $a = T_B$; b – параметр форми.

Для розрахунків приймаємо наступне: огляд корпуса згідно із ППР виконують один раз на місяць, тобто кожні t = 720 год; згідно рекомендацій [201] параметр форми b = 2, а $R(t)$ = 0,97. Тоді на підставі залежності (4.4) отримаємо

$$a = T_B = \sqrt{\frac{t^2}{-\ln(R(t))}}. \qquad (4.5)$$

Результати розрахунків дозволили встановити, що $T_B \approx 4160$ год. Тобто при середньому ресурсі $T_p = 5500$ год до капітального ремонту корпус може відмовити тільки один раз. Основними відмовами корпуса можуть бути:

- тріщина в нижньому поясі кріплення корпусу;
- тріщина в стінці корпусу;
- тріщина в верхньому поясі фланця корпусу;
- послаблення фундаментних болтів;
- послаблення болтів з’єднання корпуса з кришкою;
- тріщина в ребрі корпусу тощо.

2. Вартість забезпечення надійності корпуса можна визначити за залежністю [201]

$$Q_H = Q_П(T_B/\ T_E)^{\alpha}, \text{ грн} \qquad (4.6)$$

де $Q_П$ – вартість прототипу з встановленими значеннями показників надійності (T_B, T_p), грн. [107]; α – показник степені, який характеризує рівень прогресивності виробництва з точки зору можливостей підвищення надійності виробу; α = 1,3…1,5.

Вибір цих критеріїв можна пояснити наступними положеннями. При збільшені T_B прийнятий критерій $E = K_e\ T_E$ поступово зменшується до межі, коли $T_B = T_E$. В цьому випадку він приймає значення $Q_B + Q_E$, що вказує на режим роботи з високою надійністю (рис.4.1). Другий критерій Q_H навпаки при збільшені T_B поступово збільшується за рахунок зростання собівартості продукції для забезпечення більш високої надійності, тобто за рахунок зменшення кількості відмов (рис.4.1).

Тоді загальний критерій оптимізації можна представити у вигляді різниці витрат. При цьому виріб буде складатися з оптимальних конструктивних елементів у випадку, коли ця різниця має мінімальне значення.

$$0 \le \left| E - Q_f \right| \le B, \tag{4.7}$$

де $B = (0{,}05 \ldots 0{,}1)| E - Q_H |$.

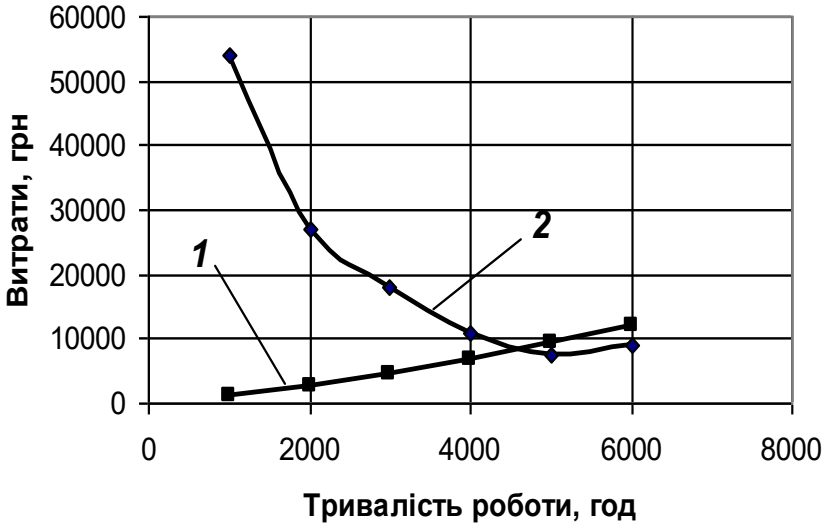


Рис. 4.1. Критеріальні залежності: *1* – Q_H; *2* – E

Тобто найкращим значенням цього загального критерію для вибору оптимальної конструкції є нуль.

4.3. Визначення розмірів конструктивних елементів корпусу в залежності від його напружено-деформованого стану

До основних конструктивних елементів корпусу відносять: товщину стінки корпуса δ; товщину верхнього поясу фланця корпуса $b_ф$; товщину нижнього поясу корпуса (без бобишек) p; товщину ребер корпуса m_p; діаметр отвору під фундаментні болти d_1; діаметр отворів під болти біля підшипників

d_2; діаметр отворів під болти для з'єднання корпуса з кришкою d_3; відстань від зовнішньої поверхні стінки корпусу до осі болтів d_1, d_2, d_3 – c_i; ширину нижнього та верхнього поясів корпуса K_i; висоту бобишек під болт d_2 – $h_б$; зовнішній діаметр гнізда під підшипники $D_к$; довжина гнізда під підшипник l; діаметр штифта $d_ш$ та його довжину $l_ш$; найменший зазор між зовнішньою поверхнею зубчастого колеса та стінкою корпусу по діаметру A та по торцях A_1.

На підставі рекомендацій [6] основним чинником, від якого залежать майже всі конструктивні елементи корпусу є товщина його стінки δ. Тому на підставі розгляду напружено-деформованого стану корпуса від зусиль, які діють в процесі роботи зубчастої передачі, визначимо значення товщини стінки корпуса δ. Для цього розглянемо схему навантаження одноступеневого редуктора, наприклад, приводу конвеєра з використанням пасової передачі (рис. 4.2). Схему навантаження ускладнимо тим, що вхідний вал, з яким з'єднується вал електродвигуна за допомогою муфти, та вихідний вал зі шківом пасової передачі виходять в одну сторону. Тобто в цьому випадку виникає найбільш можливий напружено-деформований стан однієї сторони корпуса. В процесі передачі обертального моменту T_1 на корпус діють наступні зусилля: R_1 – сила від не співвісності муфти, яка з'єднує вал електродвигуна з вхідним валом редуктора; Y_A – реакція опори A від дії колової сили F_t та R_1; X_A – реакція опори A від дії радіальної сили F_r; Z_A – реакція опори A від дії осьової сили F_a; Y_B, X_B, Z_B – реакції опори B від дії відповідно сил F_t, F_r, F_a та R_1; R_2 – сила від дії відповідної передачі (пасової, ланцюгової, зубчастої тощо) на вихідний вал опори C, який передає обертовий момент T_2; Y_C, X_C, Z_C, Y_D, X_D, Z_D – реакції опор C і D від дії відповідно сил F_t, F_r, F_a та R_2; a_w –міжосьова відстань.

Розглянемо дію сил на корпус редуктора в перерізі, який знаходиться в площині, що співпадає з віссю вхідного вала та направлена по нормалі до основи корпусу (рис. 4.3). Для розгляду напружено-деформованого стану корпуса від зусиль, які діють в процесі роботи зубчастої передачі, приймаємо

розрахункову схему у вигляді рами, форма та розміри якої зображені на рис. 4.4.

Аналізуючи прийняту схему можна зауважити, що вона має три зайвих в'язі, тобто конструкція тричі статично невизначена. Для розкриття цієї невизначеності, а також для виявлення небезпечного перерізу та значень внутрішніх сил в ньому, скористуємося методом сил [28, 57, 75, 198].

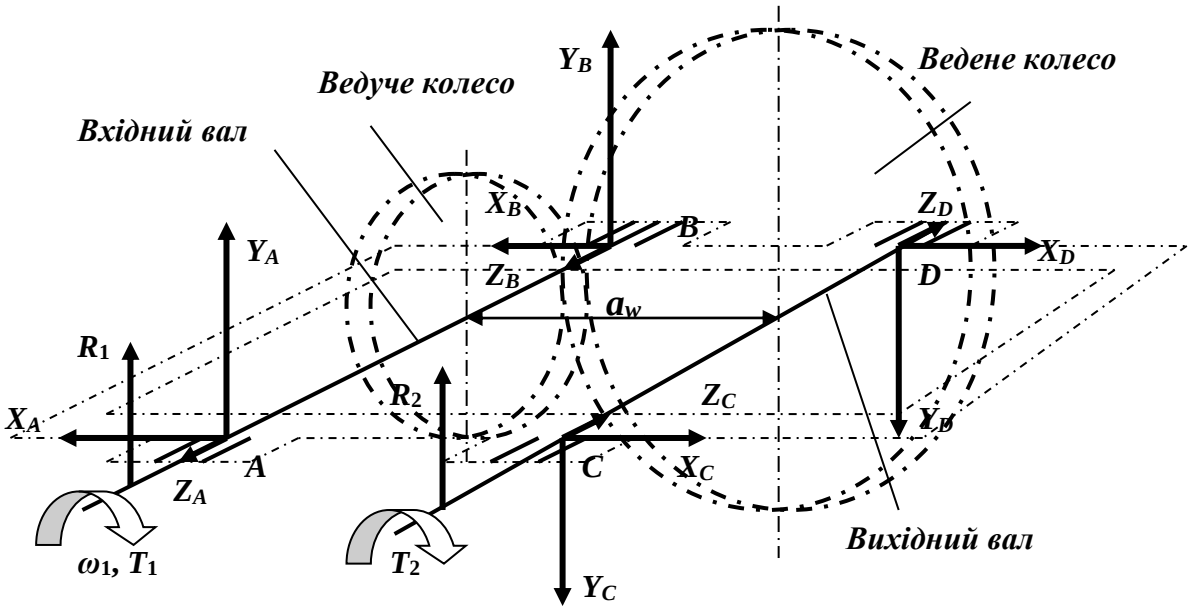


Рис. 4.2. Схема навантаження одноступеневого редуктора

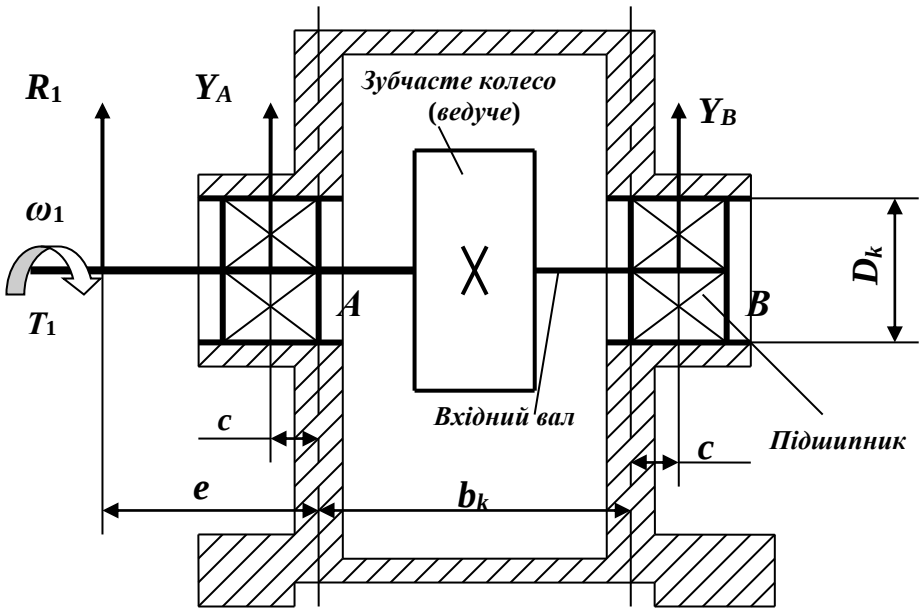


Рис. 4.3. Поперечний переріз корпуса редуктора та схема його навантаження

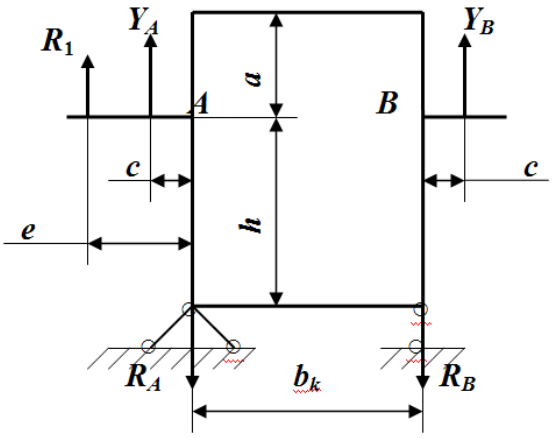


Рис. 4.4. Розрахункова схема

Використовуючи метод сил утворюємо статично визначену, так звану основну систему, за рахунок зняття зайвих зв'язків статично невизначеної системи. Після цього навантажуємо основну систему невідомими реактивними силами X_1, X_2 та X_3, які замінюють відкинуті зв'язки рами, і заданим навантаженням. Для спрощення розгляду цього питання введемо наступне: позначимо діючі зусилля через P_i, а саме: R_1 через P_1; Y_A – P_2; Y_B – P_3. Для визначення переміщень навантажимо основну систему силами X_1, X_2 та X_3, приймаючи їх значення рівними одиниці, а саме $X_1 = 1$, $X_2 = 1$, $X_3 = 1$. На підставі закону незалежності дії сил кожне з переміщень системи можна представити як суму переміщень від дії зайвих невідомих сил, тобто $\Delta_{ik} = \delta_{ik}X_k$ і переміщень від заданого навантаження Δ_{ip}. В цьому випадку система канонічних рівнянь має вигляд

$$X_1\delta_{11} + X_2\delta_{12} + X_3\delta_{13} + \Delta_{1p} = 0;$$

$$X_1\delta_{21} + X_2\delta_{22} + X_3\delta_{23} + \Delta_{2p} = 0; \qquad (4.8)$$

$$X_1\delta_{31} + X_2\delta_{32} + X_3\delta_{33} + \Delta_{3p} = 0.$$

При обчислені коефіцієнтів δ_{ik} і вільних членів Δ_{ip} канонічних рівнянь

для плоских рам, як правило, нехтують впливом нормальних і поперечних сил і беруть до уваги лише згинальні моменти. В нашому випадку нехтуємо силами X_A, Z_A, X_B та Z_B.

Для визначення коефіцієнтів канонічних рівнянь виберемо основну систему, яка зображена на рис. 4.5.

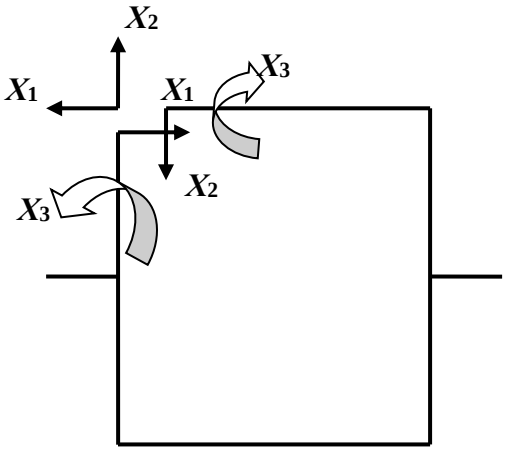


Рис. 4.5. Основна система

Одиничні епюри згинальних моментів M_1, M_2, M_3 від одиничних сил $X_1 = 1$, $X_2 = 1$, $X_3 = 1$ зображені на рис. 4.6 *а*, *б*, *в*.

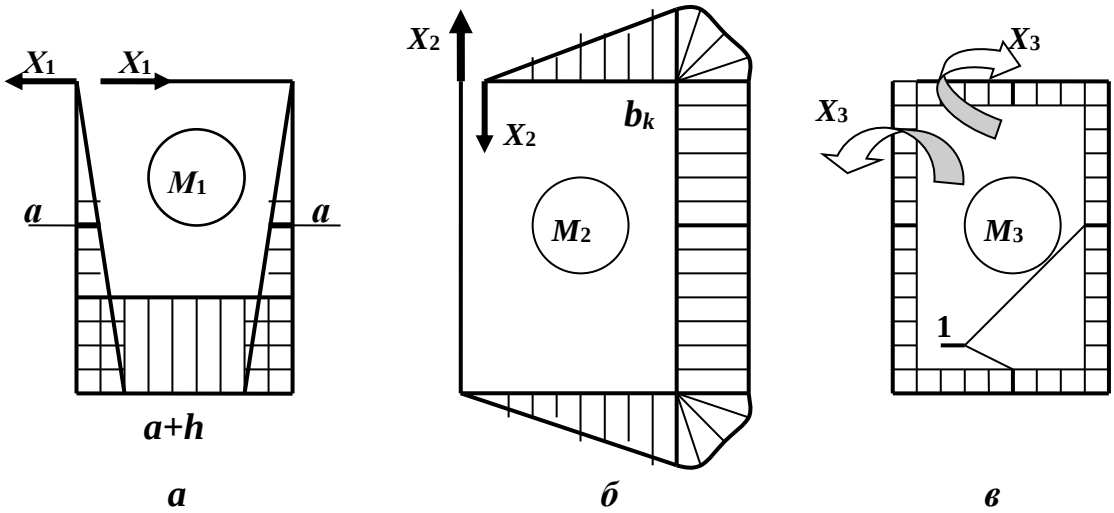


Рис. 4.6. Епюри згинальних моментів від одиничних сил

Епюра моментів M_p від заданого навантаження зображена на рис. 4.7.

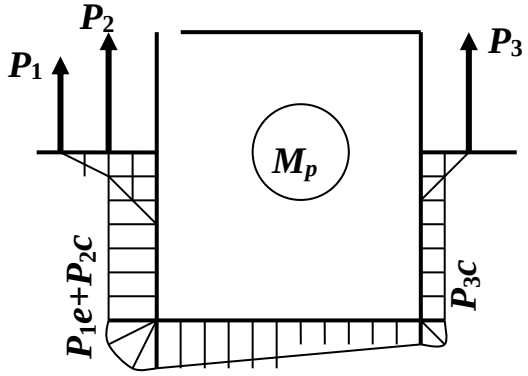


Рис. 4.7. Епюра згинальних моментів від заданого навантаження

При визначені коефіцієнтів δ_{ik} канонічних рівнянь (4.8) враховуємо те, що ці коефіцієнти розміщені по обох боках головної діагоналі матриці коефіцієнтів канонічних рівнянь і на основі теореми про взаємність переміщень вони мають властивість $\delta_{ik} = \delta_{ki}$. Крім цього, ставиться умова, що жорсткість окремих ділянок рами стала. На підставі наведеного та з використанням способу Верещагіна отримуємо

$$EI\delta_{11} = 2\left[\frac{1}{2}(a+h)(a+h)\frac{2}{3}(a+h)\right] = \frac{2}{3}(a+h)^3;$$

$$EI\delta_{22} = 2\left(\frac{1}{2}b_k \cdot b_k \cdot \frac{2}{3}b_k\right) + (a+h)\cdot b_k \cdot b._k = b_k^2\left[\frac{2}{3}b_k + (a+h)\right];$$

$$EI\delta_{33} = 2(b_k \cdot 1\cdot 1) + 2[(a+h)\cdot 1\cdot 1] = 2[b_k + (a+h)];$$

$$EI\delta_{12} = EI\delta_{21} = -\frac{1}{2}b_k(a+h)\cdot b_k - \frac{1}{2}(a+h)^2 \cdot b_k = -\frac{1}{2}(a+h)\cdot b_k \cdot [b_k + (a+h)]; \quad (4.9)$$

$$EI\delta_{13} = EI\delta_{31} = 2\left[\frac{1}{2}(a+h)^2 \cdot 1\right] + b_k(a+h)\cdot 1 = (a+h)[b_k + (a+h)];$$

$$EI\delta_{23} = EI\delta_{32} = -2\cdot\frac{1}{2}b_k \cdot b_k \cdot 1 - (a+h)\cdot b_k \cdot 1 = -b_k[b_k + (a+h)].$$

Визначаємо вільні члени канонічних рівнянь (4.8)

$$EI\Delta_{1p} = -\frac{1}{2}h[a+(a+h)]\cdot(P_1e+P_2c) - \frac{1}{2}h[a+(a+h)]\cdot P_3c - \frac{1}{2}b_k(P_3c+P_1e+P_2c)(a+h);$$

$$EI\Delta_{2p} = h\cdot P_3\cdot c\cdot b_k + \frac{1}{2}b_k\cdot b_k\cdot\left[P_3\cdot c + \frac{1}{3}(P_1e+P_2c-P_3c)\right]; \qquad (4.10)$$

$$EI\Delta_{3p} = -h(P_1e+P_2c)\cdot 1 - h\cdot P_3c\cdot 1 - \frac{1}{2}(P_1e+P_2c+P_3c)\cdot b_k\cdot 1.$$

З урахуванням (4.9), (4.10) система канонічних рівнянь (4.8) набуває вигляду

$$\frac{2}{3}(a+h)^3\cdot X_1 - \frac{1}{2}(a+h)\cdot b_k\cdot[b_k+(a+h)]\cdot X_2 + (a+h)[b_k+(a+h)]\cdot X_3 =$$
$$= \frac{1}{2}h[a+(a+h)]\cdot(P_1e+P_2c) + \frac{1}{2}h[a+(a+h)]\cdot P_3c + \frac{1}{2}b_k(P_3c+P_1e+P_2c)(a+h);$$

$$-\frac{1}{2}(a+h)\cdot b_k\cdot[b_k+(a+h)]\cdot X_1 + b_k^2\left[\frac{2}{3}b_k+(a+h)\right]\cdot X_2 - b_k[b_k+(a+h)]\cdot X_3 =$$
$$= -h\cdot c\cdot b_k\cdot P_3 - \frac{1}{2}b_k{}^2\left[P_3\cdot c + \frac{1}{3}(P_1e+P_2c-P_3c)\right]; \qquad (4.11)$$

$$(a+h)[b_k+(a+h)]\cdot X_1 - b_k[b_k+(a+h)]\cdot X_2 + 2[b_k+(a+h)]\cdot X_3 =$$
$$= h(P_1e+P_2c) + h\cdot c\cdot P_3 + \frac{1}{2}(P_1e+P_2c+P_3c)\cdot b_k.$$

Розв’язок системи рівнянь (4.11) в загальному вигляді дуже громіздкий, але на підставі наведеного визначаємо вільні члени канонічних рівнянь (4.8), які дозволяють визначати внутрішні зусилля N та згинальні моменти, в тому числі і $M_{\max}$.

Багаточисельні розрахунки показали, що внутрішнє повздовжнє зусилля N практично не впливає на міцність товщини стінки δ корпусу у порівнянні зі згином. Тоді виходячи з умови міцності на згин, отримуємо

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_z} \le [\sigma]; \quad W_z = \frac{L\delta^2}{6};$$

$$\delta = \sqrt{\frac{6M_{\max}}{L[\sigma]}}\,, \tag{4.12}$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження на розтяг матеріалу корпусу редуктора;

$L = a_w + [(D_1 + D_2)/2]$ – довжина небезпечного перерізу стінки корпусу;

a_w – міжосьова відстань;

D_1, D_2 – діаметри зовнішніх кілець підшипників ведучого та веденого валів відповідно.

Найбільші нормальні напруження на розтяг в стінках корпусу визначаємо за залежністю [198]

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} + \frac{M_{\max}}{W_z} \le [\sigma], \tag{4.13}$$

де $N_{\max}$ – максимальне внутрішнє зусилля, яке діє на стороні максимального згинального моменту; A – площа перерізу стінки корпусу; $M_{\max}$ – максимальний згинальний момент, який діє на стінку корпусу; W_z осьовий момент перерізу стінки корпусу.

Виходячи з товщини δ стінки та рекомендацій [6] були отримані залежності для синтезу всіх інших конструктивних елементів корпусу.

Розглянемо цей розв’язок для окремих випадків, а отримані результати проаналізуємо та узагальнімо.

Приклад. Визначити товщину стінки δ корпуса, який виготовлений з сірого чавуну, одноступеневого редуктора з прямозубою передачею, яка передає номінальну потужність $P_д$ = 27 кВт при кутовій швидкості вхідного вала ω_1 = 75,88 рад/с. Передаточне число u = 4; модуль m_n = 4 мм; z_1 = 20; z_2 = 80; β = 0°; a_w = 200 мм; підшипник вхідного вала № 207 (D_1 = 72 мм); підшипник тихохідного вала № 209 (D_2 = 85 мм); згідно із рис. 4.3 і 4.4 значення конструктивних і силових параметрів для розглядаємого редуктора такі: b_k = 100 мм; a = h = 175 мм; a+h = 350 мм; c = 75 мм; e = 150 мм; T_1 =

354,4 Н·м; $R_1 = P_1 = 1{,}2$ кН; $Y_A = P_2 = 2{,}8$ кН; $Y_B = P_3 = 2{,}8$ кН; допустиме напруження на розтяг для сірих литих чавунів $[\sigma] = 60\ldots80$ МПа [259].

Виходячи з наведених вихідних даних значення коефіцієнтів канонічних рівнянь (4.8) з використанням залежностей (4.9) будуть такими:

$EI\delta_{11} = 817$; $EI\delta_{22} = 4167$; $EI\delta_{33} = 90$; $EI\delta_{12} = EI\delta_{21} = -7875$; $EI\delta_{13} = EI\delta_{31} = 1575$; $EI\delta_{23} = EI\delta_{32} = -450$.

Визначаємо вільні члени канонічних рівнянь (4.8) з використанням залежностей (4.10)

$$EI\Delta_{1p} = -380625; \quad EI\Delta_{2p} = 50250; \quad EI\Delta_{3p} = -13500.$$

Канонічні рівняння для нашого прикладу будуть

$$817X_1 - 7875X_2 + 1575X_3 = 380625;$$
$$-7875X_1 + 4167X_2 - 450X_3 = -50250;$$
$$1575X_1 - 450X_2 + 90X_3 = 13500.$$

З цих рівнянь знаходимо значення зайвих невідомих: $X_1 = -5{,}4$ кН·мм; $X_2 = 8{,}64$ кН·мм; $X_3 = 287{,}65$ кН·мм. Крім цього, момент $M_p = P_1e + P_2c = 1{,}2\cdot150 + 2{,}8\cdot75 = 390$ кН·мм.

Тоді максимальний згинальний момент буде

$$M_{\max} = M_{X1} + M_{X2} + M_{X3} + M_p = -5{,}4 + 8{,}64 + 287{,}65 + 390 = 680{,}89 \text{ кН·мм.}$$

Визначаємо довжину небезпечного перерізу стінки корпусу

$$L = a_w + [(D_1 + D_2)/2] = 200 + [(72 + 85)/2] = 278{,}5 \text{ мм.}$$

Визначаємо товщину стінки корпусу за залежністю (4.12) з урахуванням допустимих напружень [σ] = 80 МПа

$$\delta = \sqrt{\frac{6 \cdot 680{,}89 \cdot 10^3}{278{,}5 \cdot 80}} = 13{,}5 \text{ мм.}$$

Отриманий результат перевіряємо з рекомендаціями [143], згідно яких товщина стінки корпусу редуктора повинна бути в усіх випадках не менше 6 мм. Крім цього, для визначення товщини стінки корпусу редуктора рекомендована залежність [6]

$$\delta = 0{,}025 a_w + 3. \qquad (4.14)$$

Згідно із залежністю (4.14) для нашого прикладу δ = 8 мм. На наш погляд визначення товщини стінки корпусу редуктора за рекомендаціями [143] є необґрунтованим. Це пояснюється наступним. Міжосьова відстань для редуктора, який розглянуто в прикладі, a_w = 200 мм при передачі потужності P_∂ = 27 кВт. При збільшені потужності, наприклад, в два рази збільшується модуль, а міжосьова відстань може залишитися в межах a_w = 200…250 мм при відповідних значеннях передаточних чисел, а товщина стінки корпусу за рекомендаціями [6] буде залишатися незмінною, що призводить до суперечності з основними положеннями розрахунку елементів конструкцій на міцність та з даними заводів, які серійно виготовляють редуктори. Наприклад, одноступеневий редуктор Ц-200Н (a_w = 200 мм) при передачі потужності 50 кВт має товщину стінки корпусу δ=14 мм, а двохступеневий редуктор 2Ц2-200Н при передачі потужності 112 кВт – δ = 20 мм.

Наведені дані по товщині стінки корпусу редуктора Майкопського редукторного заводу є результатом багаторічної конструкторської практики в процесі проектування та випробування редукторів, а розрахунки, які пов’язані з визначенням товщини стінки корпусу редуктора, показали

достовірність визначених результатів з використанням залежностей (4.8) – (4.12).

Після визначення товщини стінки корпусу редуктора виконуємо перевірку найбільших нормальних напружень $\sigma_{\max}$ на розтяг в стінках корпусу за залежністю (4.13). Для цього необхідно визначити внутрішні поздовжні сили N_i методом вирізання вузлів, але після розрахунку поперечних сил Q_i за залежністю

$$Q_i = \frac{M_{Xin} - M_{Xik}}{l}, \tag{4.15}$$

де M_{Xin} – момент на початку вузла епюри моментів;

M_{Xik} – момент на кінці вузла епюри моментів;

l – відстань між діючими моментами M_{Xin} і M_{Xik}.

Ділянка зі сторони АВ (рис. 4.2) Q_{AB} = – 0,864 кН; ділянка зі сторони CD (рис. 4.2) Q_{CD} = – 0,936 кН. Всі інші поперечні сили менші від наведених, приблизно в два рази. Після визначення поперечних сил і побудови їх епюри визначають поздовжні сили, які будуть результатом дії поперечних. Для нашого прикладу $N_{\max}$ = 0,936 кН. Тоді за залежністю (4.13)

$$\sigma_{\max} = \frac{0{,}936 \cdot 10^3}{278{,}5 \cdot 13{,}5} + \frac{6 \cdot 680{,}89 \cdot 10^3}{278{,}5 \cdot 13{,}5^2} = 80{,}7 \text{ МПа} \approx [\sigma].$$

Результати розрахунку та перевірки визначеної товщини стінки корпусу редуктора показують, що максимальні напруження практично не перевищують допустимих і міцність корпуса редуктора забезпечується. Крім цього, можна зауважити, що прийняті значення допустимих напружень бралися при умові розтягу елементів конструкції корпусу. У випадку стискання елементів конструкції допустимі напруження зростають до 120…150 МПа. В той же час корпус працює в різних умовах і тому допустимі

напруження можна брати в межах 80…100 МПа, а це дозволяє зменшити товщину стінки корпуса приблизно на 10%.

Крім цього, було встановлено, що співвідношення максимального згинального моменту $M_{\max}$, що діє на стінки корпусу редуктора, до обертового моменту T_1 є сталою величиною, яка знаходиться в межах 1,8…1,95. Тоді, з метою спрощення розрахунків, максимальний згинальний момент $M_{\max}$ можна визначати за залежністю

$$M_{\max} = (1{,}8...1{,}95)T_1 . \qquad (4.16)$$

Для визначення всіх інших конструктивних елементів корпусу скористуємося рекомендаціями, які наведені в роботах [143, 259]. Наведені рекомендації та відповідні залежності для визначення всіх інших конструктивних елементів пов’язані з товщиною стінки корпуса δ, значення якої отримано на підставі теоретичних положень опору матеріалів, тобто основних положень розрахунку елементів конструкцій на міцність. Тоді синтез всіх інших основних конструктивних елементів корпусу і кришки редуктора можна виконати з використанням наступних залежностей [6, 198]:

- товщина верхнього поясу фланця корпуса $b_ф = 1{,}5\delta$;
- товщина нижнього поясу корпуса (без бобишек) $p = 2{,}5\delta$;
- товщина ребер корпуса $m_p = 0{,}85\delta$;
- діаметр отвору під фундаментні болти $d_1 = (1{,}6…2)\delta$;
- діаметр отворів під болти біля підшипників $d_2 = (0{,}7…0{,}75)d_1$;
- діаметр отворів під болти для з’єднання корпуса з кришкою $d_3 = (0{,}5…0{,}6)d_1$;
- відстань від зовнішньої поверхні стінки корпусу до осі болтів d_1, d_2, d_3 – $c_i = 2{,}7d_i^{0,77}$;
- - ширина нижнього та верхнього поясів корпуса в залежності від діаметрів болтів d_1, d_2, d_3 – $K_i = 5{,}9d_i^{0,7}$;

- зовнішній діаметр гнізда під підшипники $D_к = D_п + 44$; де $D_п$ - зовнішній діаметр підшипника;
- висота бобишек під болт d_2 біля підшипників – $h_б = 0{,}4D_к$;
- довжина гнізда під підшипник $l = b_п + l_к$; де $b_п$ – ширина підшипника; $l_к$ – робоча довжина кришки підшипника (від торця, який впирається в зовнішнє кільце підшипника, до торця фланця, що притискається до корпусу);
- найменший зазор між зовнішньою поверхнею зубчастого колеса та стінкою корпусу по діаметру $A = 1{,}2\delta$ та по торцях $A_1 = \delta$;
- товщина стінки кришки редуктора $\delta_1 = 0{,}8\delta$;
- товщина поясу кришки редуктора $b_к = 1{,}5\delta$;
- діаметр штифта $d_ш = d_3$ (уточнюється із ДСТУ) та його довжина $l_ш = 3\delta + 5$;
- довжина ванни корпусу $L_в = \Sigma a_{wi} + 0{,}5(d_{a1} + d_{ат.в.к}) + 25$; де Σa_{wi} – сума міжосьових відстаней всіх ступенів редуктора; d_{a1} – діаметр вершин зубців ведучого колеса швидкохідної ступені; $d_{ат.в.к}$ діаметр вершин зубців веденого колеса останньої тихохідної ступені;
- ширина ванни корпусу: для одноступеневих редукторів $B_в = B_1 + 20$; для двохступеневих редукторів $B_в = B_1 + B_{2т.в.к} + 30$; де B_1 – ширина ведучого колеса швидкохідної ступені; $B_{2т.в.к}$ – ширина веденого колеса останньої тихохідної ступені; загальну ширину ведучого або веденого коліс визначають з урахуванням ширини вінця b_1 або b_2 та виступів за межі ширини вінців маточини (якщо довжина маточини більша ширини вінця, то ширина колеса B_i дорівнює довжині маточини);
- повна ширина корпусу редуктора $B_к = B_в + 2b_{п2} + 2l_{к2}$.

Після отримання залежностей для визначення конструктивних елементів корпусу необхідно визначити варіанти можливої компоновки корпусу редуктора. Для одноступінчастого редуктора схема компоновки корпусу визначається безпосередньо зубчастою передачею, яка дозволяє визначити всі необхідні розміри як корпусу, так і кришки.

Для двоступінчастого редуктора можливі декілька різних варіантів компоновки [100]: розгорнута (рис. 4.8, *а* і *б*); розгорнута з розподілом потоку потужності на першій ступені (рис. 4.8, *в*); розгорнута з розподілом потоку потужності на другій ступені (рис. 4.8, *г*); співвісна (рис. 4.8, *д*). За даними Київського редукторного заводу [217] співвісна схема компоновки (рис. 4.8, *д*) має такі недоліки: 1) неможливість уніфікації зубчастих коліс для редукторів сусідніх типорозмірів; 2) неможливість виготовлення редукторів з валами, які б мали два вихідних кінця. Крім цього, редуктори, які виготовлені за цією схемою компоновки мають більшу масу і більш складну конструкцію у порівнянні з іншими схемами компоновки. Тому ця схема компоновки не знайшла широкого впровадження.

Найбільше впровадження за попитом замовників отримала розгорнута схема компоновки (рис. 4.8, *а* і *б*), яка дозволяє внаслідок однакової конструкції виконувати уніфікацію коліс швидкохідної та тихохідної ступенів двох сусідніх типорозмірів редукторів.

Схеми компоновки з розподіленим потоком (рис. 4.8, *в*) і (рис. 4.8, *г*) мають основний недолік в тому, що неможливо проводити уніфікацію коліс та значно збільшується трудомісткість виготовлення таких редукторів. Тому за основу для синтезу корпусу редуктора та його конструктивних елементів приймаємо розгорнуту схему компоновки (рис. 4.8, *а* і *б*).

Прийняті для синтезу корпусу двоступінчасті редуктори та їх конструктивні елементи за схемами компоновки згідно з рис. 4.8, *а* і *б* необхідно аргументувати, в яких випадках приймати схему за рис. 4.8, *а*, а в яких випадках – схему за рис. 4.8, *б*. Для цього необхідно зробити перевірку ведучого вала швидкохідної ступені на деформацію прогину за схемою рис. 4.8, *а*

$$y = f(F_t, F_a, F_r, L_П) \le [y] = 0{,}01 m_n, \qquad (4.17)$$

де F_t, F_a F_r – колова, осьова та радіальна сили відповідно, які діють на зубчасте колесо в процесі передачі обертового моменту;

$L_П$ – відстань між опорами (підшипниками) вала;

[y] – допустиме значення деформації прогину [189].

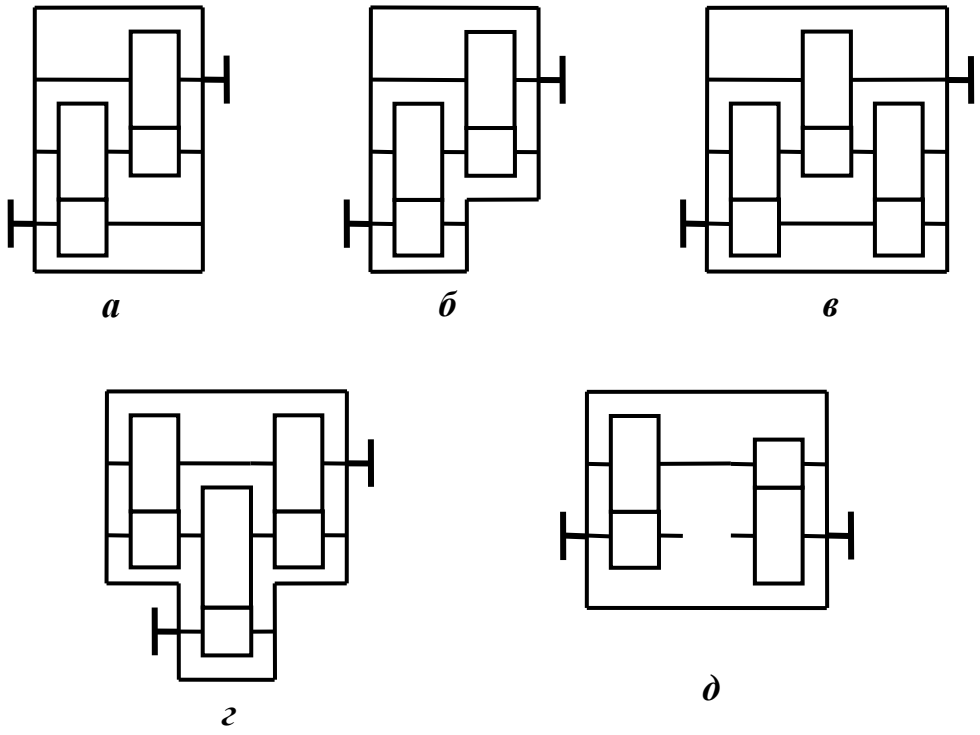


Рис. 4.8. Схеми компоновки двоступінчастих редукторів

У випадку, коли виконується умова (4.17), приймаємо схему компоновки за рис. 4.8, *а*. Якщо умова (4.17) не виконується, приймаємо схему компоновки за рис. 4.8, *б*.

Після уточнення всіх положень переходимо до розроблення оптимізаційної математичної моделі синтезу конструктивних елементів корпусу.

4.4. Математична модель синтезу конструктивних елементів корпусу

Для синтезу оптимальних конструктивних елементів корпусу редуктора, які б забезпечували прийнятий критерій оптимізації, використаємо математичну оптимізаційну модель [21, 28].

Математичну оптимізаційну модель можна записати так:

функція мети

$$m = 7{,}8 \cdot 10^{-6} L\delta^2 \Rightarrow \min \ ; \tag{4.18}$$

за критерієм

$$0 \le \left| E - Q_f \right| \le B; \tag{4.19}$$

за обмежень

$$\left.\begin{array}{r} a_1 \le P \le b_1; \\ a_2 \le K_П \le b_2; \\ a_3 \le T_E \le b_3; \\ a_4 \le t \le b_4; \\ a_5 \le R(t) \le b_5; \\ a_6 \le [\sigma] \le b_6; \end{array}\right\} \tag{4.20}$$

$$y_i \le 0{,}01 m_n; \tag{4.21}$$

$$p \ge [p],$$

де P – потужність, яка передається зубчастою передачею, кВт;

$K_П$ – коефіцієнт, який враховує короткочасні перевантаження;

T_E – заданий період експлуатації до капітального ремонту, год;

t – сумарний час, на протязі якого виконують один огляд корпусу редуктора згідно ППР для забезпечення надійності його роботи, год;

$R(t)$ – імовірність безвідмовної роботи корпусу редуктора;

$[\sigma]$ – допустиме значення напруження на розтяг стінок корпусу редуктора, МПа;

$a_1, a_2, \ldots, a_6$ – мінімальні значення експлуатаційних і конструктивних

чинників, які визначають на стадії розроблення технічного завдання на проектування; b_1, b_2, …, b_6 – максимальні значення експлуатаційних і конструктивних чинників;

y_i – деформація прогину швидкохідного вала в перерізі під циліндричним зубчастим колесом;

m_n – модуль нормальний зубчастого колеса;

p – імовірність попадання досліджувальної точки в область допустимих розв'язків;

$[p]$ – допустиме значення імовірності.

Поставлена задача відноситься до дискретного програмування, а для її розв'язання використовували метод Монте-Карло [21, 28]. Область допустимого розв'язання, яка визначається обмеженнями (4.20) на змінні чинники та критерієм оптимізації (4.19), оточують n-мірним паралелепіпедом. За допомогою спеціальної програми утворюється послідовність псевдовипадкових чисел μ_i в інтервалі 0…1. Псевдовипадкові числа перетворюють до значень чинників за залежністю

$$x_i = a_j + \mu_i (b_j - a_j), \tag{4.22}$$

де x_i – значення чинника на i-му етапі розв'язання задачі; μ_i – псевдовипадкове число на цьому етапі; a_j, b_j – відповідно мінімальне та максимальне значення j-го обмеження.

Для розв'язання представленої оптимізаційної задачі необхідно розробити імітаційну модель (алгоритм), яка включає всі необхідні залежності для розрахунку та визначення розмірів необхідних конструктивних елементів корпуса редуктора.

4.5. Блок-схема алгоритму математичної моделі синтезу конструктивних параметрів корпусу

Для розроблення блок-схеми алгоритму математичної моделі багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусу

використовуємо оптимізаційну математичну модель синтезу конструктивних елементів корпусу. Імітаційна модель багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусу зображена на рис. 4.9, а для пояснення позначень конструктивних елементів використовується корпус редуктора, який зображено на рис. 4.10. Визначення конструктивних елементів корпусу виконується згідно з послідовністю, яка зображена на блок-схемі алгоритму (рис. 4.9) на ПЕОМ.

Розглянемо призначення блоків алгоритму математичної моделі.

В ***блок 1*** необхідно ввести вхідні дані, а саме: m_n – модуль нормальний швидкохідної зубчастої передачі, мм; u_{12} – передаточне число редуктора; β – кут нахилу зубців швидкохідної зубчастої передачі, град; α_n – кут зачеплення швидкохідної зубчастої передачі, град; d_1, d_2, d_3, d_4 – ділильні діаметри зубчастих коліс, мм (у випадку проектування одноступінчастого редуктора $d_3 = d_4 = 0$); d_{a1}, d_{a2}, d_{a4} – діаметри виступів зубчастих коліс, мм (у випадку проектування одноступінчастого редуктора $d_{a4} = 0$); a_{w12}, a_{w23} – міжосьові відстані (у випадку проектування одноступінчастого редуктора $a_{w23} = 0$); D_1, $b_{п1}$, D_2, $b_{п2}$, D_3, $b_{п3}$ – діаметр і ширина зовнішнього кільця підшипника швидкохідного, проміжного та тихохідного валів відповідно (у випадку проектування одноступінчастого редуктора $D_3 = 0$, $b_{п3} = 0$); n – частота обертання швидкохідного вала, хв$^{-1}$; S – вартість чавунної виливки, грн/т; $S_в$ – вартість відходів, грн/т; B – вартість одного огляду в процесі експлуатації корпуса, грн; $k_м$ – коефіцієнт, який враховує матеріал корпуса; H – накладні витрати підприємства, яке виготовляє, %; ΣO_j - загальна кількість оглядів в процесі експлуатації корпуса; $Q_П$ – вартість прототипу, грн; α – показник степені, який характеризує рівень прогресивності виробництва; a_1, b_1 – мінімальне та максимальне значення потужності, яка передається зубчастою передачею, кВт; a_2, b_2 – мінімальне та максимальне значення коефіцієнта, який враховує короткочасні перевантаження; a_3, b_3 – мінімальне та максимальне значення заданого періоду експлуатації до капітального ремонту, год;

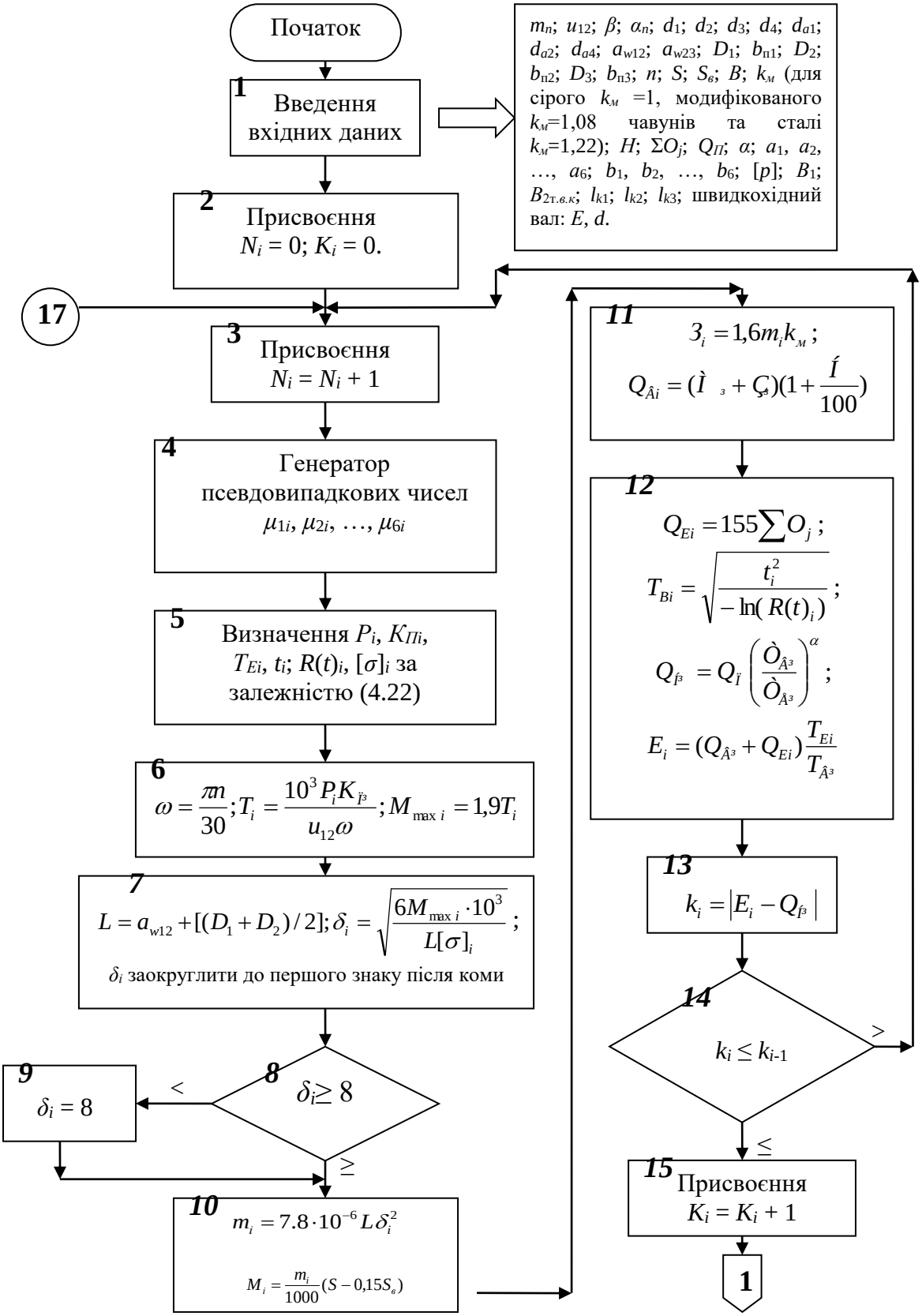


Рис. 4.9. Алгоритм математичної моделі синтезу конструктивних елементів корпусу

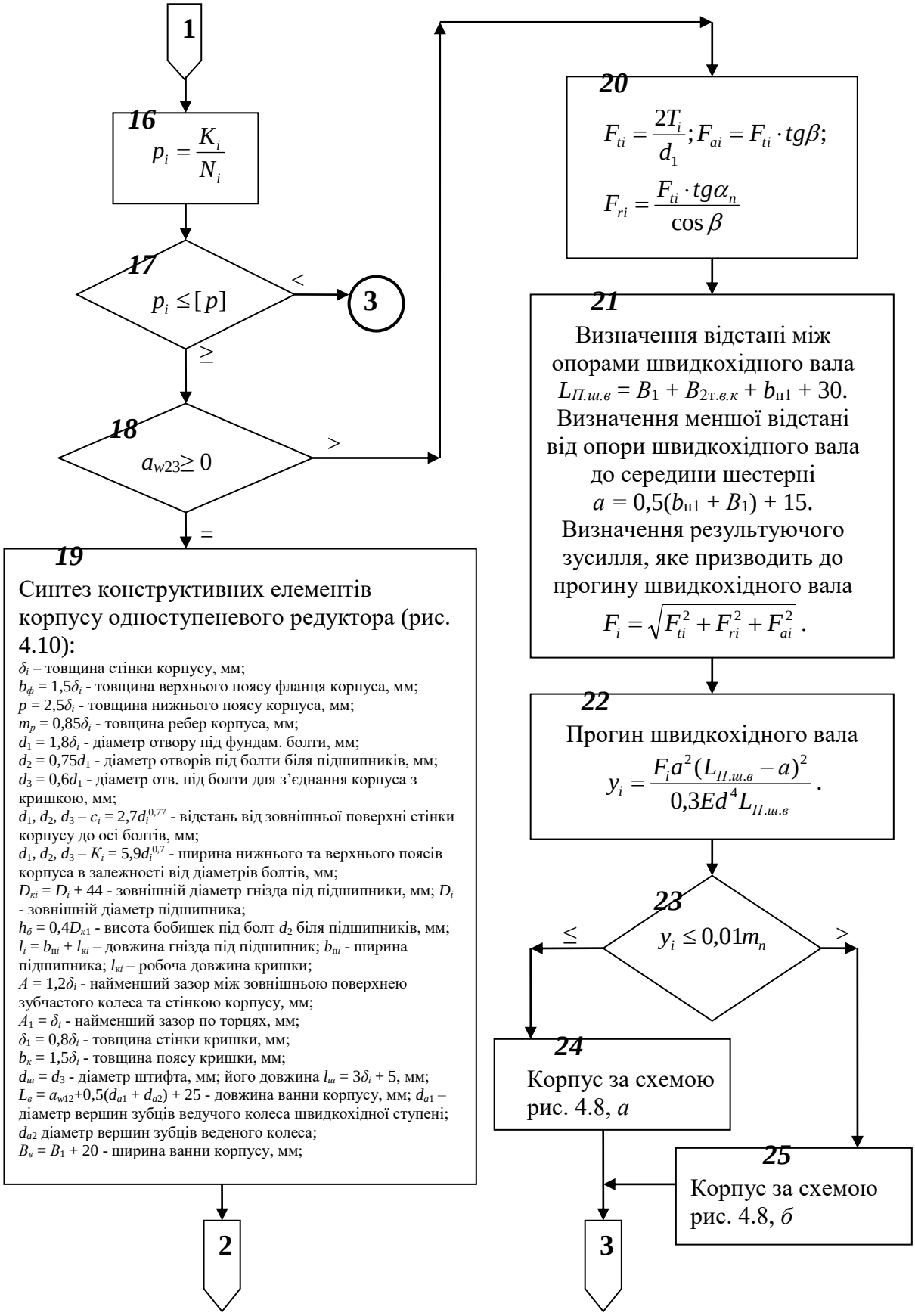


Рис. 4.9. Алгоритм математичної моделі синтезу конструктивних елементів корпусу (продовження)

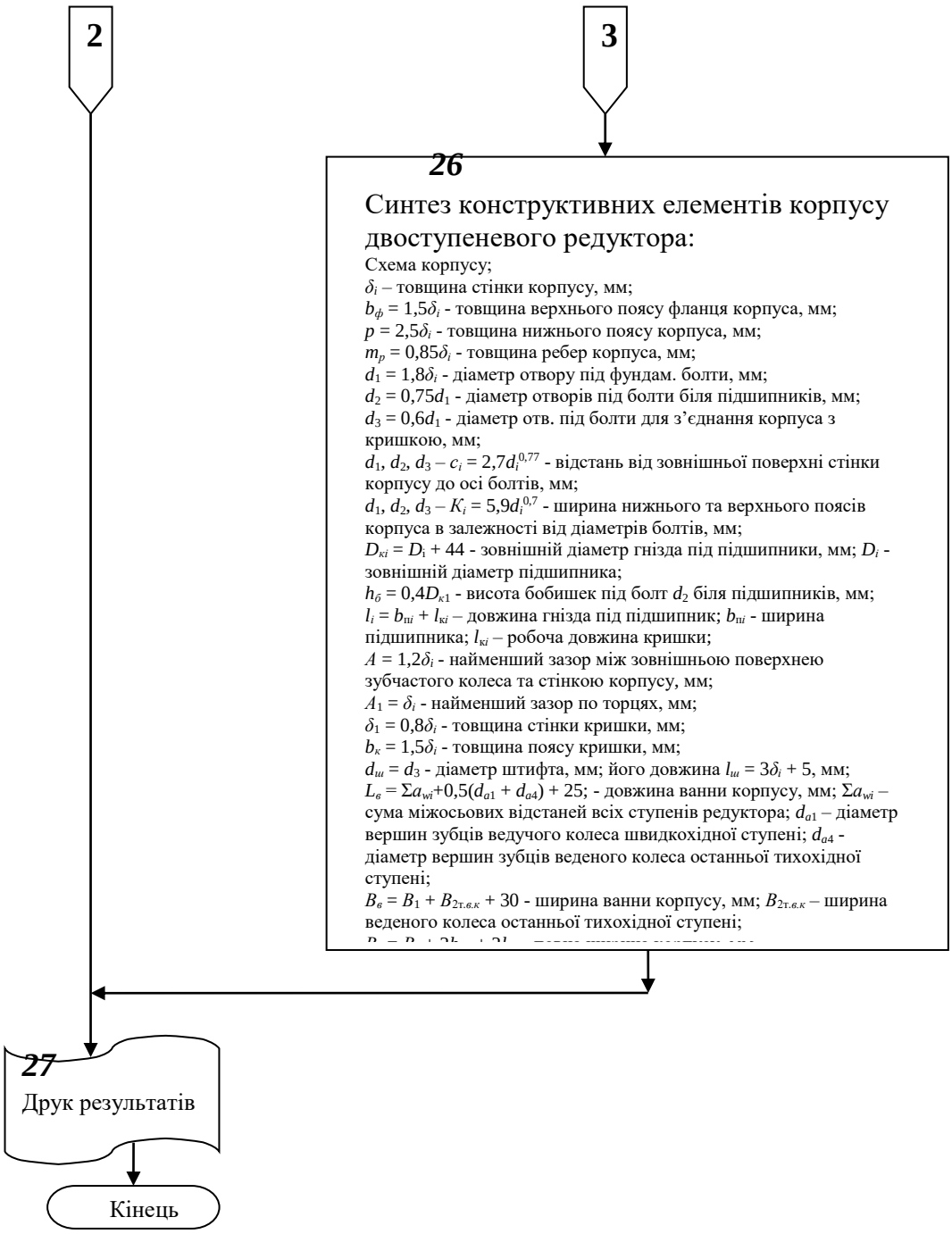


Рис. 4.9. Алгоритм математичної моделі синтезу конструктивних елементів корпусу (закінчення)

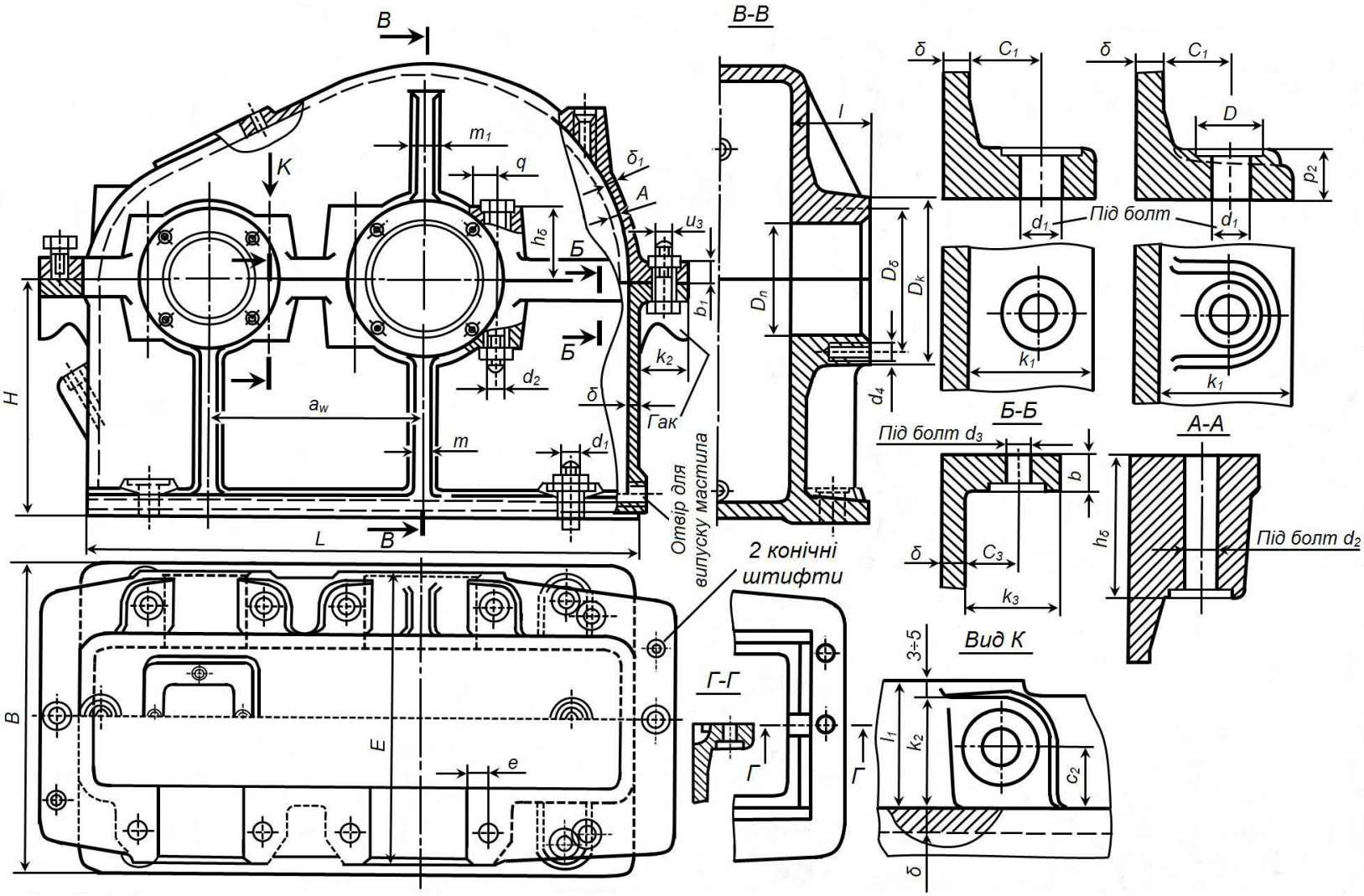


Рис. 4.10. Корпус редуктора з позначенням конструктивних елементів згідно алгоритму математичної моделі

a_4, b_4 – мінімальне та максимальне значення сумарного часу, на протязі якого виконують один огляд корпусу редуктора згідно ППР для забезпечення надійності його роботи, год; a_5, b_5 – мінімальне та максимальне значення імовірності безвідмовної роботи корпусу редуктора; a_6, b_6 – мінімальне та максимальне значення допустимого напруження на розтяг стінок корпусу редуктора, МПа; $[p]$ – допустиме значення імовірності попадання точок в область допустимих розв'язків; B_1 – ширина шестерні швидкохідного вала, мм; $B_{2т.в.к}$ – ширина колеса тихохідного вала, мм; l_{k1}, l_{k2}, l_{k3} – робоча довжина кришок підшипників швидкохідного, проміжного та тихохідного валів відповідно, мм (від торця, який впирається в зовнішнє кільце підшипника, до торця фланця, що притискається до корпусу); E – модуль пружності матеріалу швидкохідного вала, МПа; d – діаметр швидкохідного вала, на якому розміщена шестерня, мм.

В ***блоці 2*** виконується присвоєння параметрам N_i і K_i нульового значення.

В ***блоці 3*** виконується присвоєння параметру N_i порядкового номера циклу роботи програми.

Блок 4 створює псевдовипадкові числа в інтервалі [0,1], тобто він працює як генератор псевдовипадкових чисел μ_{1i}, μ_{2i}, …, μ_{6i}.

В ***блоці 5*** виконується визначення P_i, $K_{Пi}$, T_{Ei}, t_i; $R(t)_i$, $[\sigma]_i$ за залежністю (4.22).

В ***блоці 6*** визначається кутова швидкість ω швидкохідного вала, обертовий момент T_i та максимальний згинальний момент $M_{\max i}$, який діє на швидкохідний вал.

В ***блоці 7*** визначається довжина небезпечного перерізу стінки корпусу L та товщина стінки δ_i.

В ***блоці 8*** виконується порівняння визначеного значення товщини стінки δ_i з допустимим, а в ***блоці 9*** присвоєння меншому за допустиме значення δ_i мінімальне значення товщини стінки.

В ***блоці 10*** визначається маса одиниці об’єму заготовки m_i та вартість матеріалу M_i.

В ***блоці 11*** визначається заробітна плата $З_i$ на виконання операцій формування, литва, вибивки, очистки та технологічна собівартість Q_{Bi} виготовлення заготовки корпуса.

В ***блоці 12*** визначаються сумарні витрати Q_{Ei} на експлуатацію корпуса, середнє значення напрацювання корпуса T_{Bi} на відмову, вартість забезпечення надійності Q_{Hi} корпуса та економічний показник надійності E_i.

В ***блоці 13*** визначається різниця k_i між економічним показником надійності і сумарними витратами на експлуатацію редуктора.

В ***блоці 14*** виконується порівняння значення k_i на циклі, який виконується, зі значенням попереднього циклу k_{i-1}. У випадку, коли $k_i > k_{i-1}$, то процес розрахунку повертається до блоку 3. Якщо $k_i \leq k_{i-1}$, то виконується перехід до блоку 15.

В ***блоці 15*** виконується присвоєння наступного номера циклу K_i, який пройшов для наступних розрахунків.

В ***блоці 16*** розраховується значення імовірності попадання випробувальної точки в область допустимих розв’язків.

В ***блоці 17*** виконується порівняння значення імовірності p_i з допустимим значенням. У випадку, коли значення p_i менше допустимого, то процес розрахунку повертається до блоку 3. Якщо значення p_i більше або дорівнює допустимому значенню імовірності, то виконується перехід до блоку 18.

В ***блоці 18*** виконується розпізнавання типу редуктора, а саме якщо редуктор одноступеневий, то виконується перехід до блока 19. У випадку, коли тип редуктора двоступеневий, то виконується перехід до блока 20.

В ***блоці 19*** виконується синтез конструктивних елементів корпусу одноступеневого редуктора.

В ***блоці 20*** виконується розрахунок колової, осьової та радіальної зусиль зубчастої швидкохідної передачі.

В ***блоці 21*** визначаються лінійні розміри швидкохідного вала та результуюче зусилля його прогину.

В ***блоці 22*** визначається прогин y_i швидкохідного вала.

В ***блоці 23*** прогин y_i порівнюється з допустимим значенням для вибору конструктивної форми корпусу.

В ***блоці 24*** вибирається конструктивна форма корпусу за схемою рис. 4.8, *а*.

В ***блоці 25*** вибирається конструктивна форма корпусу за схемою рис. 4.8, *б*.

В ***блоці 26*** виконується синтез конструктивних елементів корпусу двоступеневого редуктора.

В ***блоці 27*** виконується роздрук конструктивних елементів корпусу редуктора.

Для реалізації імітаційної моделі багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусу був розроблений для ПЕОМ пакет прикладних програм на мові $C^{\#}$ для роботи в середовищі Windows XP [54]. Лістінги пакету прикладних програм для визначення конструктивних елементів корпусу наведені у **додатку Б**. Роботу пакету прикладних програм продемонструємо на прикладах.

Оптимізація визначення конструктивних елементів корпусу редуктора виконується згідно послідовності, яка зображена на блок-схемі алгоритму (рис. 4.9), на ПЕОМ. Час роботи ПЕОМ становить 5-7 с для 5000 випробувань (N_i - циклів).

4.6. Приклади багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусу та порівняльний аналіз з існуючими конструкціями

Для обґрунтування розробленої математичної моделі багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусу редуктора розглянемо її використання для розрахунку та синтезу конструктивних

елементів корпусів вже розроблених конструкцій одноступеневих і двоступеневих редукторів. За основу приймаємо конструкції редукторів компанії «GlobalProm» (Украина, м. Харків): одноступеневий редуктор типу 1ЦУ-200-6,3-11-У3 (рис. 4.11) і двоступеневий типу 1Ц2У-100-20-12 У1 (рис. 4.12).

Рис. 4.11. Одноступеневий редуктор типу 1ЦУ-200-6,3-11-У3

Рис. 4.12. Двоступеневий редуктор типу 1Ц2У-100-20-12-У1

Основні технічні характеристики редукторів наведені в табл. 4.1.

На першому етапі розглянемо розрахунок і багатопараметричний синтез конструктивних елементів корпусу редуктора **1ЦУ-200-6,3-11-У3** з використанням пакету прикладних програм «Корпус» (додаток Б) [54].

Вхідні дані для розрахунку: m_n = 2,5 мм; u_{12} = 6,3; β = 9°; α_n = 20°; d_1 = 58,22 мм; d_2 = 352,11 мм; $d_3 = d_4$ = 0; d_{a1} = 63,22 мм; d_{a2} = 382,35 мм; $d_{a3} = d_{a4}$ = 0; a_{w12} = 200 мм; a_{w23} = 0; D_1 = 90 мм; $b_{п1}$ = 24,75 мм; D_2 = 140 мм; $b_{п2}$ = 36 мм; D_3 = 0; $b_{п3}$ = 0; n = 1450 хв$^{-1}$; S = 49629 грн/т; $S_в$ = 2500 грн/т; B = 155 грн; $k_м$ = 1; H = 300%; ΣO_j = 18; $Q_П$ = 6700 грн; α = 1,4; a_1 = 50 кВт; b_1 = 105 кВт; a_2 = 1,2; b_2 = 1,5; a_3 = 5000 год; b_3 = 6000 год; a_4 = 278 год; b_4 = 333 год; a_5 = 0,94; b_5 = 0,98; a_6 = 60 МПа; b_6 = 80 МПа; [p] = 0,9; B_1 = 85 мм; $B_{2т.в.к}$ = 83 мм; l_{k1} = 26 мм; l_{k2} = 30 мм; l_{k3} = 0; $E = 2\cdot10^5$ МПа; d = 58 мм.

Таблиця 4.1

Технічні характеристики редукторів

Типорозміри редукторів	1ЦУ-200-6,3-11-У3	1Ц2У-100-20-12-У1
Передаточне число	6,3	20
Номінальний обертовий момент на тихохідному валу, Н·м	2000	315
Маса, кг	135	37
ККД	0,98	0,97
Потужність, яка передається, кВт, max/min	105/50	12/2
Габаритні розміри: довжина х ширина х висота, мм	580х212х425	390х155х230

Після введення вхідних даних був отриманий результат (рис. 4.13).

Роздрук результатів синтезу конструктивних елементів корпусу одноступеневого редуктора: товщина стінки корпусу δ_i = 9,3 мм; товщина верхнього поясу фланця корпуса $b_ф$ = 14 мм; товщина нижнього поясу корпуса p = 23,3 мм; товщина ребер корпуса m_p = 7,9 мм; діаметр отвору під фундаментні болти d_1 = 16,7 мм; діаметр отворів під болти біля підшипників d_2 = 12,5 мм; діаметр отворів під болти для з'єднання корпуса з кришкою d_3 = 10 мм; відстань від зовнішньої поверхні стінки корпусу до осі болтів: c_1 = 23,6 мм, c_2 = 18,9 мм, c_3 = 15,9 мм; ширина нижнього та верхнього поясів корпуса в залежності від діаметрів болтів: K_1 = 42 мм, K_2 = 35 мм, K_3 = 30 мм; зовнішній діаметр гнізда під підшипники: $D_{к1}$ = 134 мм, $D_{к2}$ = 184 мм; висота бобишек під болт d_2 біля підшипників $h_б$ = 54 мм; довжина гнізда під

підшипник: l_1 = 50,75 мм, l_2 = 66 мм; найменший зазор між зовнішньою поверхнею зубчастого колеса та стінкою корпусу A = 11,2 мм; найменший зазор по торцях A_1 = 9,3 мм; товщина стінки кришки δ_1 = 8 мм; товщина поясу кришки $b_к$ = 14 мм; діаметр штифта та його довжина $d_ш$ = 10 мм, $l_ш$ = 33 мм; довжина ванни корпусу $L_в$ = 448 мм; ширина ванни корпусу $B_в$ = 105 мм; повна ширина корпусу $B_к$ = 237 мм.

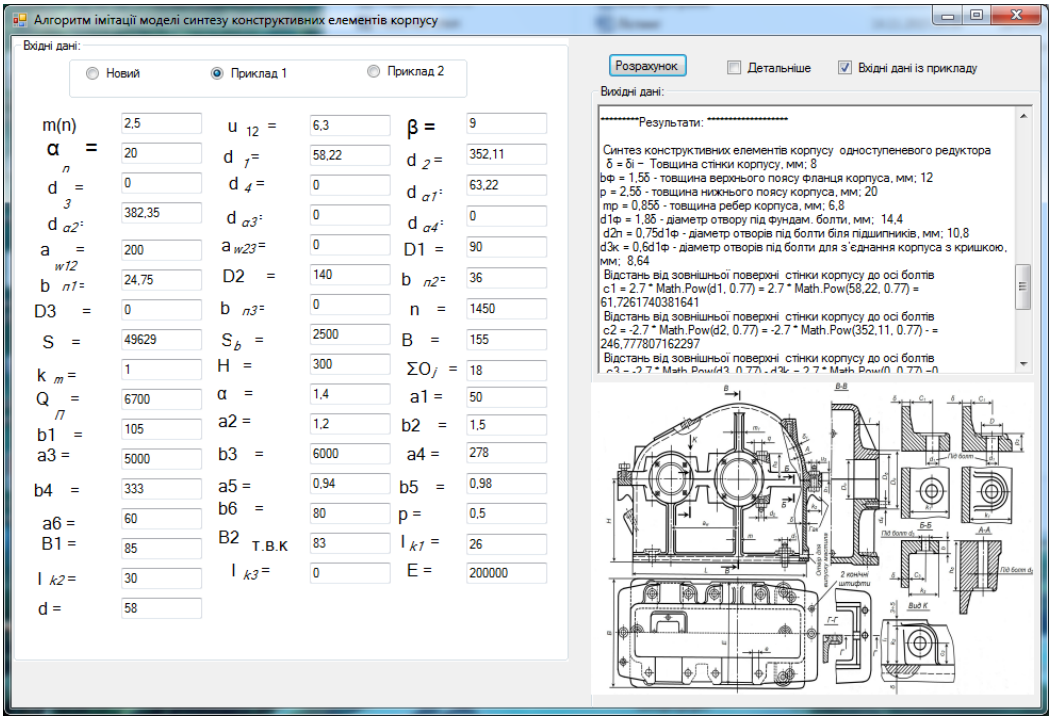


Рис. 4.13. Загальний вигляд робочого вікна програми «Корпус» для визначення конструктивних елементів корпусів одноступеневих циліндричних редукторів

Результати аналізу отриманих результатів синтезу конструктивних елементів корпусу одноступеневого редуктора **1ЦУ-200-6,3-11-У3**.

Основним чинником, який впливає на розміри конструктивних елементів корпусу редуктора, є товщина його стінки δ. На підставі розгляду напружено-деформованого стану корпуса від зусиль, які діють в процесі роботи редуктора, а саме в процесі передачі обертового моменту з використанням оптимізаційної математичної моделі було визначено δ = 9,3 мм. Значення цього чинника отримано з урахуванням дії максимального згинального моменту, який діє на стінку корпусу та допустимим напруженням для матеріалу корпусу, а також з урахуванням необхідного

ресурсу часу експлуатації та імовірністю безвідмовної роботи з оптимальними витратами на експлуатацію.

Дійсне значення товщини стінки корпуса редуктора 1ЦУ-200-6,3-11-У3 δ = 10 мм. Таке значення прийнятого розміру товщини стінки корпуса є не обґрунтованим. По-перше, згідно рекомендацій [6], використовуючи залежність (4.14), товщина стінки корпусу редуктора повинна бути 8 мм. Це є товщина, яка забезпечується технологією отримання якісної відливки.

По-друге, необґрунтоване прийняття δ = 10 мм збільшує витрати матеріалу на виготовлення корпусу приблизно на 7%.

Крім цього, для вузького корпусу редуктора необґрунтовано визначена його ширина. Результати розрахунків показали, що повна ширина корпусу $B_к$ = 171 мм, а дійсна ширина в 1,18 більша, що також збільшує необґрунтований перерозхід матеріалу корпусу на 3,2%. При цьому напруження згину не перевищують $\sigma_{\max}$ = 52 МПа, що вказує на виконання умови міцності корпуса, тому що діючі напруження менше мінімально допустимих (корпус редуктора виготовлений з сірого чавуну СЧ-15).

На підставі результатів аналізу отриманих результатів можна стверджувати, що запропонована оптимізаційна математична модель для синтезу конструктивних елементів корпусу одноступеневого редуктора може використовуватися для виконання процесу проектування корпусів одноступеневих редукторів.

Для обґрунтування запропонованої оптимізаційної математичної моделі синтезу конструктивних елементів корпусу редуктора, яка побудована на розрахунках з використанням «метода сил», скористуємося методом скінчених елементів з використанням системи SolidWorks.*

Розгляд процесу обґрунтування почнемо з представлення твердотілої

---

*Дударева Н.Ю. SolidWorks 2007 / Н.Ю. Дударева, С.А. Загайко. – СПб.: БХВ Петербург, 2007. – 1328 с.

моделі корпуса редуктора в середовищі SolidWorks (рис. 4.14) згідно параметрів, які отримано за результатами синтезу конструктивних елементів одноступеневого редуктора **1ЦУ-200-6,3-11-У3** на підставі запропонованої оптимізаційної математичної моделі. Твердотіла модель побудована згідно методик, рекомендованих Н.Ю. Дударевою та С.А. Загайко .

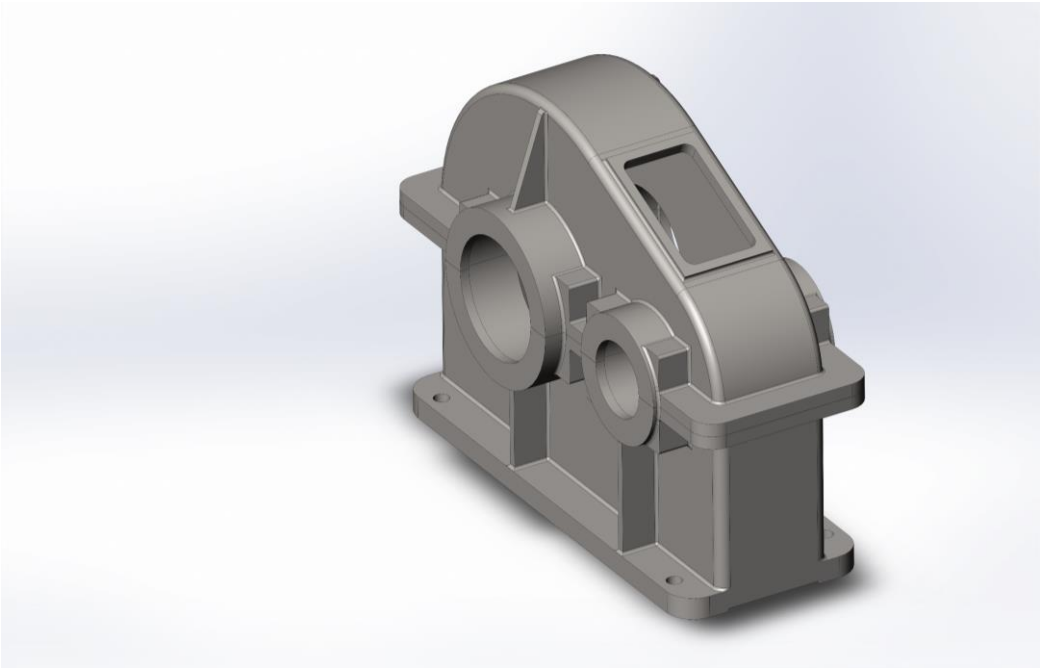


Рис. 4.14. Твердотіла модель корпуса редуктора

Розрахунки *напружено-деформованого стану* корпуса редуктора виконано в середовищі SolidWorks Simulation методом скінченних елементів*. В якості обмежень прийнято фіксоване кріплення підошви редуктора (рис. 4.15). Реакції опор валів при передачі потужності 105 кВт на швидкості обертання вхідного вала 1450 хв$^{-1}$: від дії колової сили – 11881 Н; від дії радіальної сили – 4378 Н; від дії осьової сили (β = 9º) – 3764 Н (рис.4.15).

Після цього модель розбивалася на сітку скінченних елементів – тетраедрів високої якості (10-ти вузловий елемент) середній розмір якого 5 мм.

*Алямовский А.Ф. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.Ф. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарев. – СПб.: БХВ Петербург, 2008. – 1040 с.

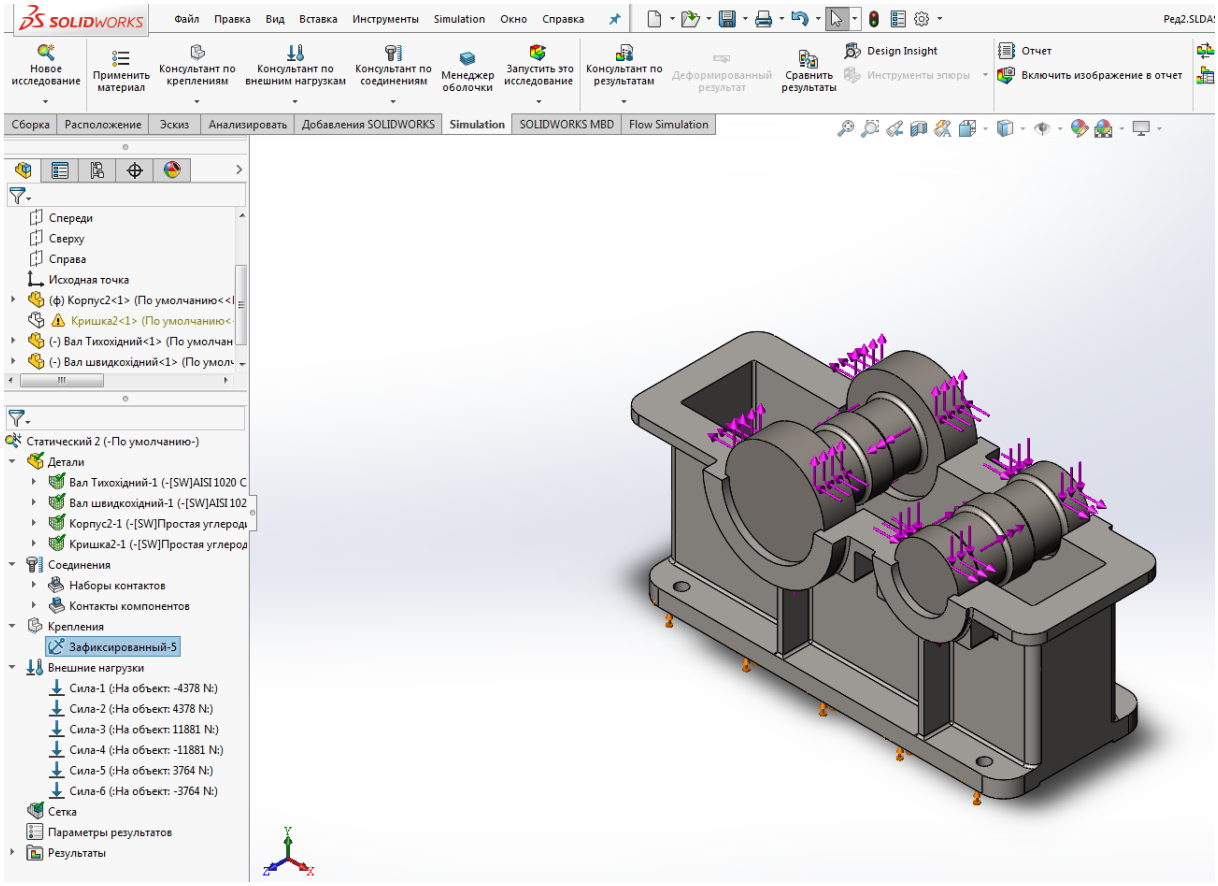


Рис. 4.15. Навантаження та обмеження, що діють на конструкцію (кришку умовно знято)

Такий розмір тетраедрів цілком достатній для отримання адекватних результатів при найменшому значенні товщини найтоншого елемента конструкції – ребра жорсткості корпуса, яка становить 7,9 мм. З метою визначення впливу радіусів заокруглень елементів корпусі на його міцність в параметрах утворення сітки включено опцію автоматичного ущільнення сітки (рис.4.15).

Сітка складається із майже 780 тис. елементів та більш як 1 млн. 180 тис вузлів. Після цього переходимо до визначення перших головних напружень. Хромограма перших головних напружень зображена на рис. 4.16.

За результатами хромограми (рис. 4.16) максимальне значення перших головних напружень становить σ_{max} = 48 МПа. Максимальне значення перших головних напружень розташовано на ребрі жорсткості корпуса (рис. 4.17), а саме у місці спряження ребра із елементом верхнього поясу корпуса – бобишкою підшипника тихохідного вала.

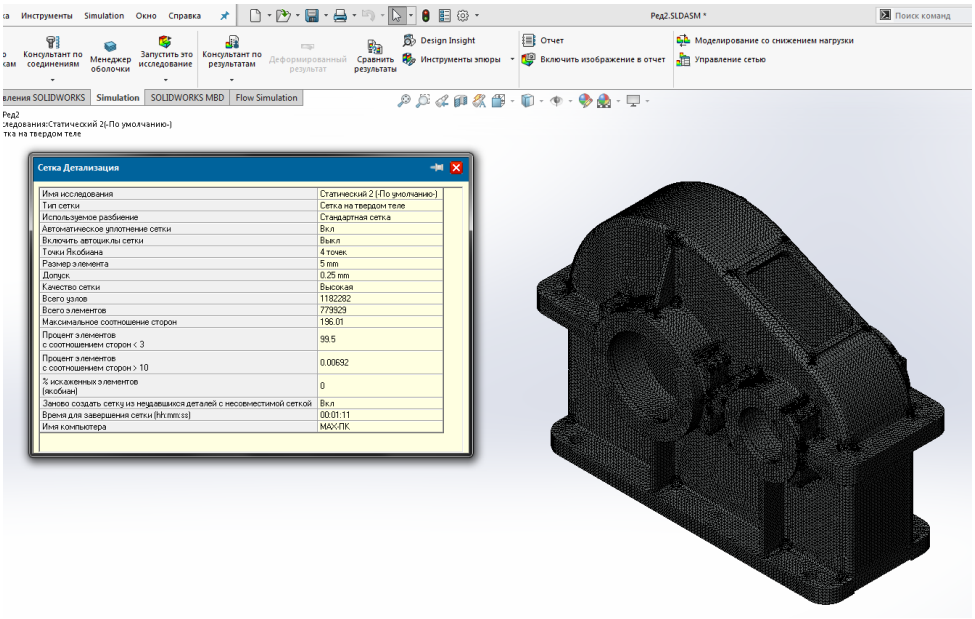


Рис. 4.15. Розбивка моделі на скінченні елементи

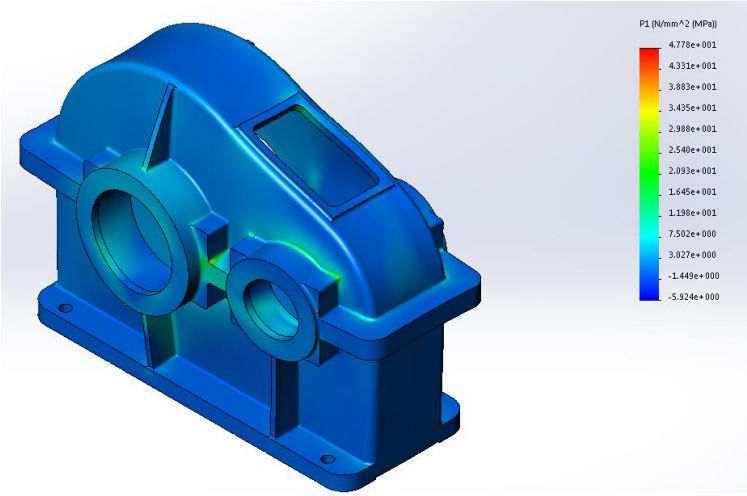


Рис. 4.16. Хромограма перших головних напружень
(вали з опорами умовно знято)

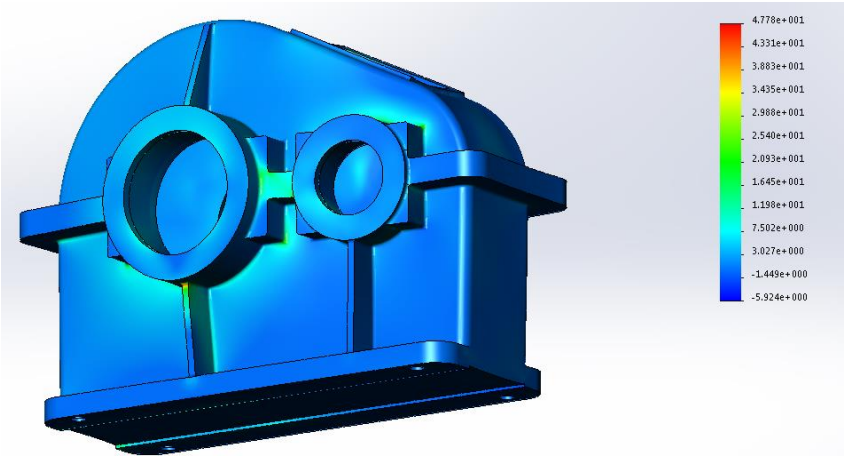


Рис. 4.17. Локалізація максимального значення перших головних напружень

На рис. 4.18 показано місця концентрації перших головних напружень – ребра жорсткості та переходи товщин конструкційних елементів верхнього пояса корпуса редуктора.

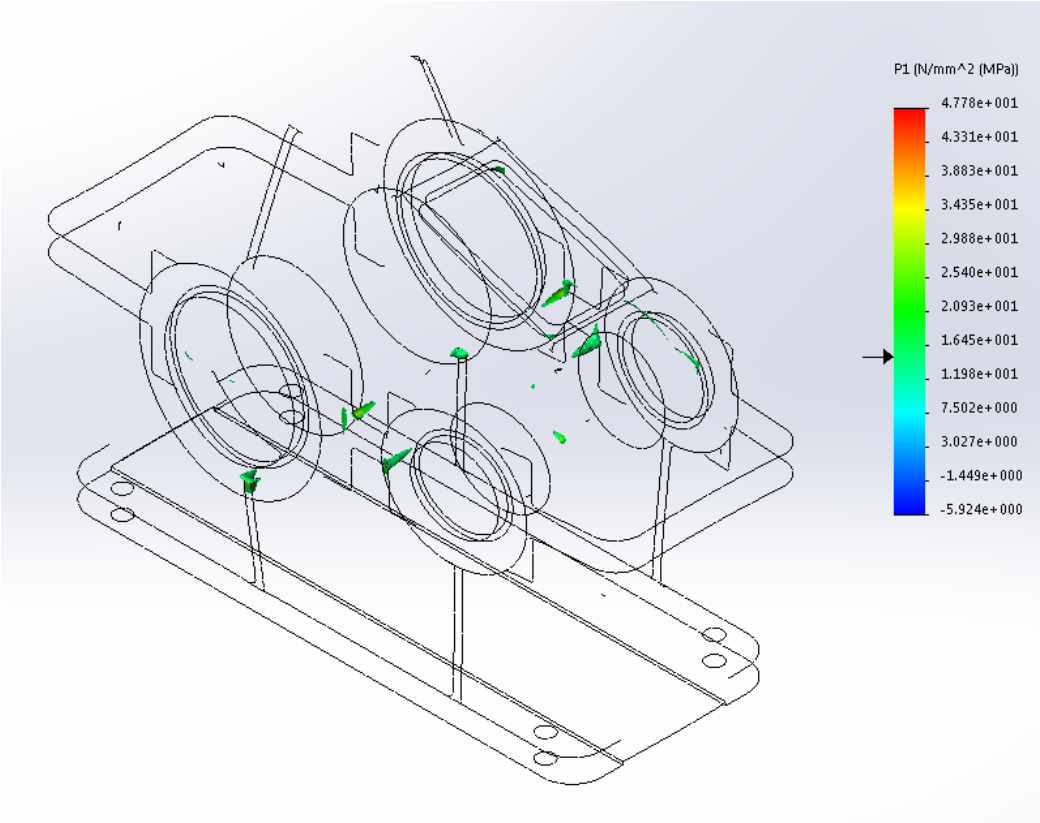


Рис. 4.18. Місця концентрації перших головних напружень

Оскільки матеріал корпуса редуктора крихкий (сірий чавун СЧ-15), то для оцінки міцності конструкції рекомендовано використовувати першу теорію міцності [198], яка вважається адекватною у випадку значної різниці між першими та третіми головними напруженнями. В іншому випадку рекомендують використовувати теорію міцності Мора (третю для крихких тіл). Виходячи з цих положень визначимо другі та треті головні напруження, хромограми яких представлено на рис.4.19 та рис. 4.20.

Аналізуючи хромограми других і третіх головних напружень можна зауважити, що їх значення у порівнянні з першими головними напруженнями значно менші: другі – 9 МПа, треті – 6 МПа. Тому для оцінки напружено-деформованого стану необхідно використовувати першу теорію міцності. За

першою теорією міцності напруження розтягу становлять σ_{max} = 48 МПа, що є менше допустимих (60 МПа).

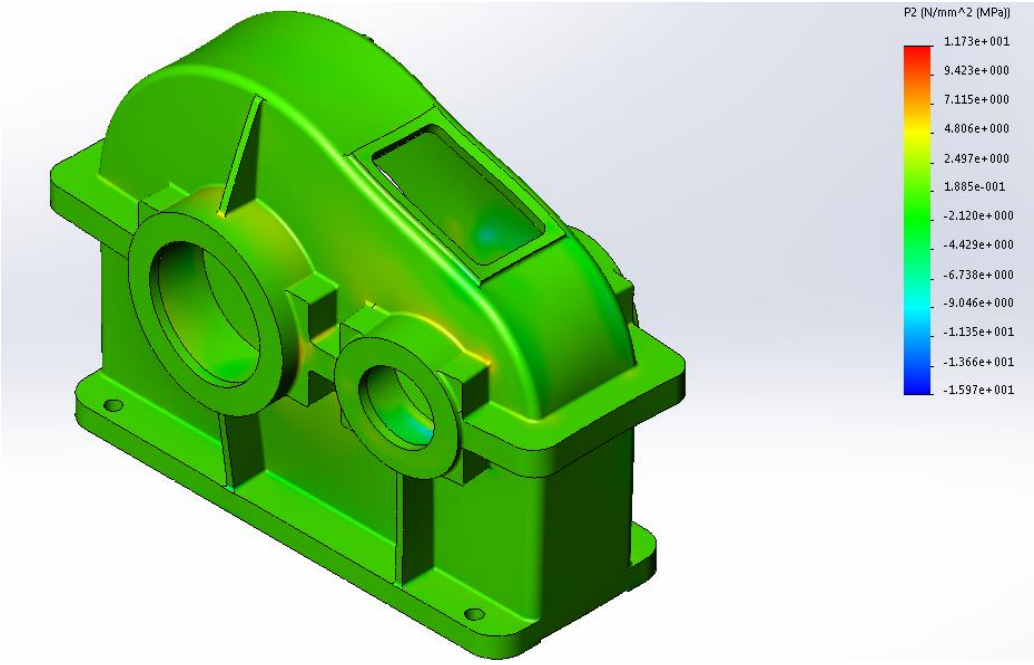


Рис. 4.19. Хромограма других головних напружень

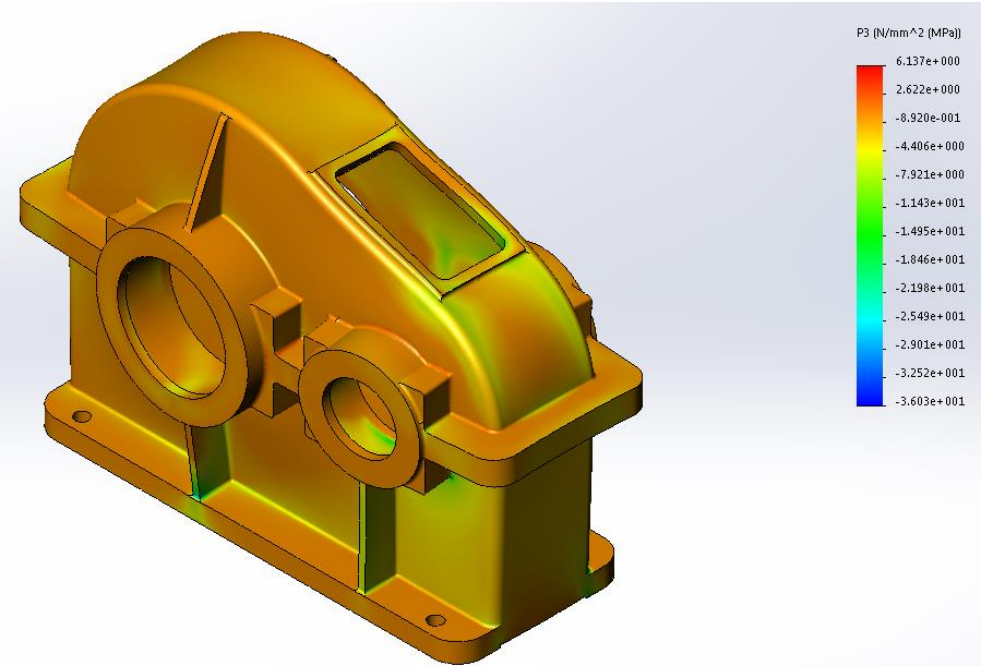


Рис. 4.20. Хромограма третіх головних напружень

Аналізуючи отримані результати за значеннями максимальних напружень:

- максимальні напруження, які отримані на підставі розробленої оптимізаційної математичної моделі з використанням для розрахунку напружено-деформованого стану корпуса редуктора «метода сил» $\sigma_{\max}$ = 52 МПа;

- максимальні напруження, які отримані з використанням метода скінчених елементів та системи SolidWorks $\sigma_{\max}$ = 48 МПа.

Відносна похибка за отриманими результатами складає

$$\Delta = \frac{52-48}{52}100 = 7,7\%,$$

що є допустимим при виконанні інженерних розрахунків різних об'єктів на міцність.

На підставі отриманих результатів досліджень можна стверджувати, що запропонована оптимізаційна математична модель для синтезу конструктивних елементів корпусу редуктора може використовуватися для виконання процесу проектування корпусів редукторів, тобто синтезу їх конструктивних елементів.

На другому етапі, аналогічно першому, розглянемо розрахунок і виконаємо багатопараметричний синтез конструктивних елементів корпусу двоступеневого редуктора **1Ц2У-100-20-12-У1** з використанням пакету прикладних програм «Корпус» (додаток Б) [193].

Вхідні дані для розрахунку: m_n = 1,5 мм; u_{12} = 20; β = 10º43′30″; α_n = 20º; d_1 = 41,22 мм; d_2 = 158,77 мм; d_3 = 48,65 мм; d_4 = 251,37 мм; d_{a1} = 44,22 мм; d_{a2} = 161,77 мм; d_{a3} = 52,65 мм; d_{a4} = 255,37 мм; a_{w12} = 80 мм; a_{w23} = 100 мм; D_1 = 47 мм; $b_{п1}$ = 15 мм; D_2 = 62 мм; $b_{п2}$ = 17 мм; D_3 = 80 мм; $b_{п3}$ = 21 мм; n = 1450 хв$^{-1}$; S = 49629 грн/т; $S_в$ = 2500 грн/т; B = 155 грн; $k_м$ = 1; H = 300%; ΣO_j = 18; $Q_П$ = 3750 грн; α = 1,4; a_1 = 2 кВт; b_1 = 12 кВт; a_2 = 1,2; b_2 = 1,5; a_3 = 5000 год; b_3 = 6000 год; a_4 = 278 год; b_4 = 333 год; a_5 = 0,94; b_5 = 0,98; a_6 = 60 МПа; b_6 = 80 МПа; [p] = 0,9; B_1 = 24 мм; $B_{2т.в.к}$ = 30 мм; l_{k1} = 15,5 мм; l_{k2} = 15,5 мм; l_{k3} = 15,5 мм; $E = 2\cdot10^5$ МПа; d = 30 мм.

Після введення вхідних даних був отриманий результат (рис. 4.21).

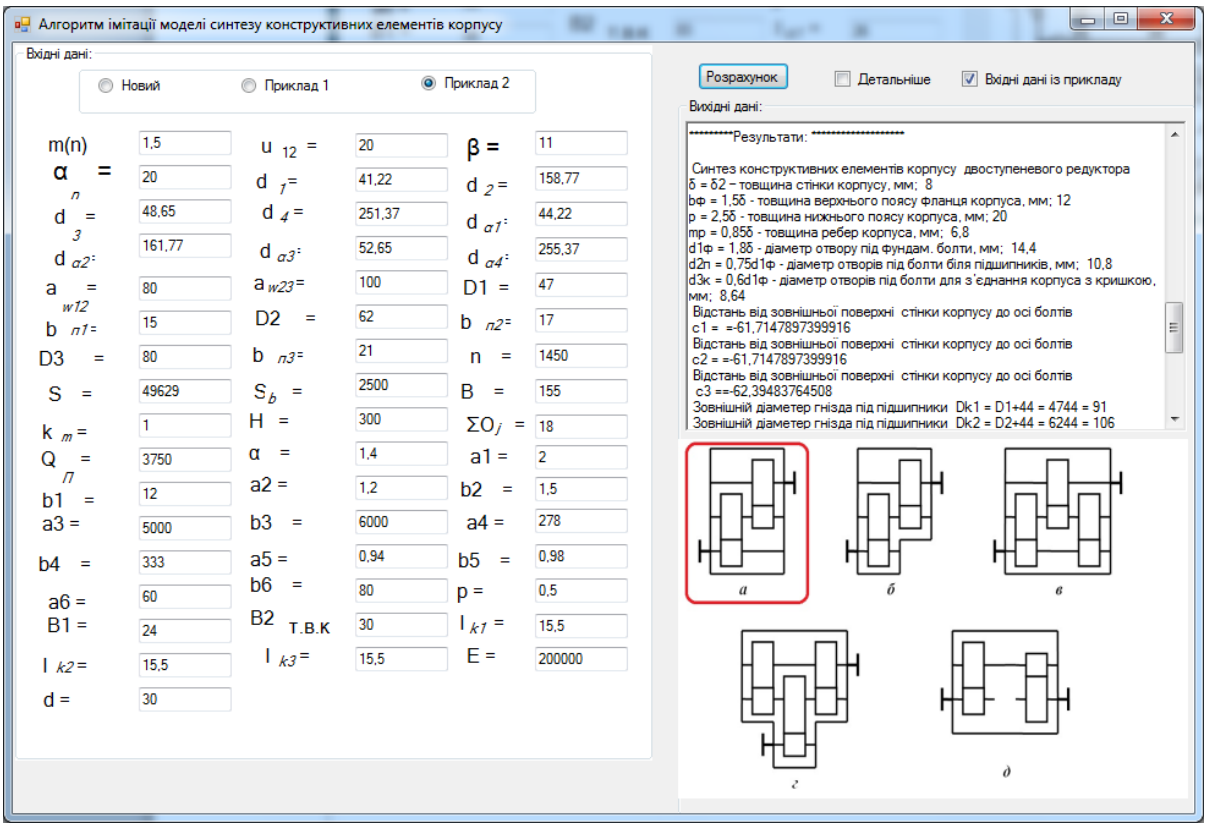


Рис. 4.21. Загальний вигляд робочого вікна програми «Корпус» для визначення конструктивних елементів корпусів двоступеневих циліндричних редукторів

<u>Роздрук результатів</u> синтезу конструктивних елементів корпусу двоступеневого редуктора:корпус редуктора за схемою рис. 4.8, *а*; товщина стінки корпусу δ_i = 8 мм; товщина верхнього поясу фланця корпуса $b_ф$ = 12 мм; товщина нижнього поясу корпуса p = 20 мм; товщина ребер корпуса m_p = 6,8 мм; діаметр отвору під фундаментні болти d_1 = 14,4 мм; діаметр отворів під болти біля підшипників d_2 = 10,8 мм; діаметр отворів під болти для з'єднання корпуса з кришкою d_3 = 8,6 мм; відстань від зовнішньої поверхні стінки корпусу до осі болтів: c_1 = 21 мм, c_2 = 16,9 мм, c_3 = 14,1 мм; ширина нижнього та верхнього поясів корпуса в залежності від діаметрів болтів: K_1 = 38 мм, K_2 = 31 мм, K_3 = 27 мм; зовнішній діаметр гнізда під підшипники: $D_{к1}$ = 91 мм, $D_{к2}$ = 106 мм, $D_{к3}$ = 122 мм; висота бобишек під болт d_2 біля підшипників $h_б$ = 36 мм; довжина гнізда під підшипник: l_1 = 30,5 мм, l_2 = 32,5 мм, l_3 = 36,5 мм; найменший зазор між зовнішньою поверхнею зубчастого колеса та стінкою корпусу A = 9,6 мм; найменший зазор по торцях A_1 = 8 мм;

товщина стінки кришки δ_1 = 8 мм; товщина поясу кришки $b_к$ = 12 мм; діаметр штифта та його довжина $d_ш$ = 8,6 мм, $l_ш$ = 29 мм; довжина ванни корпусу $L_в$ = 330 мм; ширина ванни корпусу $B_в$ = 84 мм; повна ширина корпусу $B_к$ = 157 мм.

Результати аналізу отриманих результатів синтезу конструктивних елементів корпусу двоступеневого редуктора **1Ц2У-100-20-12-У1.**

Для аналізу отриманих результатів синтезу конструктивних елементів корпусу визначимо його довжину

$$L_k = L_{\hat{a}} + 2\hat{E}_3 = 330 + 2 \cdot 27 = 384\,\text{мм}.$$

Виходячи зі значень ширини корпусу $B_к$ = 157 мм та його довжини L_k = 384 мм, а також отриманих значень всіх конструктивних елементів можна зробити висновок, що отримані результати з використанням оптимізаційної математичної моделі синтезу конструктивних елементів корпусу є адекватними розглянутій конструкції двоступеневого редуктора **1Ц2У-100-20-12-У1**. Таким чином, можна стверджувати, що запропонована оптимізаційна математична модель для синтезу конструктивних елементів корпусу двоступеневого редуктора може використовуватися для виконання процесу проектування корпусів двоступеневих редукторів.

Загальні зауваження до аналізу конструктивних особливостей редукторів **1ЦУ-200-6,3-11-У3** і **1Ц2У-100-20-12-У1**:

- в маркуванні редукторів вказується для одноступеневого редуктора передаточне число u = 6,3, а для двоступеневого – u = 20. В дійсності для одноступеневого редуктора u = 6,048, а для двоступеневого u = 19,9. Це вказує на неможливість забезпечення службового призначення без використання оптимізації при багатопараметричному синтезу конструктивних параметрів;
- на підставі результатів аналізу технічних характеристик редукторів (табл. 4.1) можна зауважити, що для передачі двоступеневим редуктором максимальної потужності у 8,75 разів меншої ніж для одноступеневого, його маса відрізняється тільки у 3,6 разів, а розміри в середньому у 1,5 рази. Такий

результат при проектуванні конструкцій редукторів вказує на відсутність в процесі розроблення конструкцій редукторів використання оптимізаційних математичних моделей для визначення конструктивних параметрів всіх конструктивних елементів;

- наведені зауваження вказують на необхідність і актуальність впровадження в конструкторську практику розробленої оптимізаційної математичної моделі для багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусів редукторів.

4.7. Висновки

1.Для розв’язування оптимізаційної математичної моделі для синтезу конструктивних елементів корпусів одноступеневого і двоступеневого редукторів був вперше прийнятий різницевий критерій, який враховує економічний показник надійності корпуса та вартість забезпечення його надійності.

2. Для розв’язання статично не визначеної системи, яку представляє корпус редуктора з’єднаний разом з кришкою, а також для виявлення небезпечного перерізу та значень внутрішніх сил в ньому було вперше використано метод сил, що дозволило з використанням способу Верещагіна визначити товщину стінки корпусу редуктора.

3. Вперше розроблена оптимізаційна математична модель для синтезу конструктивних елементів корпусів одноступеневого і двоступеневого редукторів, яка дає можливість отримати оптимальну конструкцію корпусу за умови забезпечення необхідної міцності, надійності та заданого ресурсу його експлуатації.

4. Основним конструктивним чинником корпусу є товщина його стінки, яка згідно із наведеною методологією визначається з урахуванням напружено-деформованого стану корпуса від зусиль, які діють в процесі роботи зубчастої передачі, що дозволяє обґрунтовано визначати її розмір із забезпеченням допустимих напружень матеріалу корпуса.

5. При розроблені корпусів редукторів за рахунок оптимізації їх конструктивних розмірів є можливість економії матеріалу на одному корпусі до 10,2%.

6. Запропонована математична оптимізаційна модель для синтезу конструктивних елементів корпусу редуктора показала достатньо високу адекватність розроблених конструктивних елементів вже існуючим

конструктивним елементам корпусів (на прикладі редукторів компанії «GlobalProm» м. Харків). Цей висновок також був підтверджений при використанні для аналізу напружено-деформованого стану корпусів редукторів метода скінчених елементів та системи SolidWorks.

7. Результати аналізу технічних характеристик редукторів показали, що для підвищення точності і якості їх проектування необхідно використовувати запропоновану математичну оптимізаційну модель з комплектом пакету прикладних програм для багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусів редукторів, що дозволить забезпечувати їх технічні характеристики, зменшити розміри і масу.

РОЗДІЛ 5
ПОШУК РАЦІОНАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС НА ОСНОВІ ОПТИМІЗАЦІЙНОГО МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

5.1. Вихідні положення

Основною проблемою сучасного машинобудування є забезпечення обґрунтованого вибору оптимальних параметрів запроектованої конструкції. Особливо це відноситься до конструкцій, які працюють в умовах можливих значних перевантажень. Проблемами структурного синтезу та параметричної оптимізації різних конструкцій займалося багато вчених, результати робіт яких розглянуто в Розділі 1. Але розроблені ними методи стосуються лише окремих елементів зубчастих коліс і валів передачі без використання інформаційних технологій. Тому ставиться задача розробити таку методологію, яка б дозволила синтезувати основні оптимальні елементи конструкцій зубчастих коліс циліндричних редукторів згідно їх службового призначення з використанням інформаційних технологій. Постановка такої задачі є актуальною і необхідною на сучасному етапі розвитку техніки та технологій.

При використанні інформаційних технологій необхідно враховувати сучасний досвід системно працюючих у цьому напрямку вищих навчальних закладів далекого й близького зарубіжжя – Бухарестського національного технічного університету (Румунія), Бухарестської військово-технічною академії (Румунія), Сілезьської Політехніки (Польща), Магдебурзького технічного університету (Німеччина), Московського державного технічного університету ім. Баумана (Росія), Національного технічного університету України "КПІ", Донецького національного університету, Донбаської національної академії будівництва й архітектури, Національного технічного університету України "ХПІ", Донбаської державної машинобудівної академії,

Донбаського державного технічного університету та інших. Розглянемо розв’язання цього питання на прикладі синтезу конструкції ведучого зубчастого колеса (шестерні) та веденого колеса циліндричної зубчастої передачі.

5.2. Обґрунтування критеріїв оптимізації основних конструктивних елементів зубчастих коліс

Одним із головних чинників, які характеризують якість будь-якого виробу, є його надійність. В свою чергу одним з основних показників надійності є довговічність кожного складового елемента та виробу загалом. Згідно з ДСТУ 2860-94 одним із показників довговічності елементу виробу є середній термін служби $T_{сл}$. Необхідно одночасно додати, що збільшення довговічності виробу без урахування його економічних показників надійності може бути не обґрунтованим.

Виходячи з наведеного положення для оптимізації та синтезу конструктивних параметрів зубчастих коліс передачі, приймаємо наступні критерії [115]:

1. Економічний показник надійності зубчастого колеса Q_e в грн, який дорівнює [78]

$$Q_e = K_e \cdot T_{сл};$$

$$K_e = (Q_B + Q_E)/T_E; \tag{5.1}$$

$$T_{ñë} = \frac{N_0}{60 n_{ö} \left(\frac{\sigma_{Á}}{\sigma_r} \right)^k}, \tag{5.2}$$

де K_e – витрати за залежністю (5.1), які пов’язані з виготовленням та експлуатацією зубчастої передачі, грн/год; $T_{сл}$ – середній час служби передачі за залежністю (5.2), який пов’язаний з максимально можливим базовим

числом циклів навантаження та з дією проектуючих циклів напружень, що діють на зубці колеса, год; Q_B – вартість виготовлення зубчастого колеса, грн; Q_E – сумарні витрати на експлуатацію, грн; T_E – заданий період експлуатації, год; N_0 – базове число циклів напружень (для контактних напружень $N_0 = N_{H\lim b} = 30\text{HB}^{2,4}$; для напружень на згин $N_0 = N_{F\lim b} = 4\cdot10^6$; для випадку, коли твердість матеріалу зубчастого колеса надана в HRC, то для переходу в твердість HB необхідно твердість HRC помножити на 10); $n_ц$– частота циклів напружень, хв$^{-1}$; σ_E – еквівалентне напруження (відповідно σ_H та більше з двох значень σ_{F1} або σ_{F2}), МПа; σ_r – границя витривалості (відповідно $\sigma_{H\lim b}$ = 2HB + 70 та $\sigma_{F\lim b}$ = 1,8HB), МПа; k – показник степені кривої витривалості (k = 6 для коліс з однорідною структурою матеріалу та шліфованою перехідною поверхнею незалежно від твердості та термічної обробки зубців; k = 9 для зубчастих коліс азотованих, а також цементованих і нітроцементованих [74]).

2. Вартість надійності Q_H, грн [201]

$$Q_H = Q_П(T_E/ T_{сл})^{\alpha}, \tag{5.3}$$

де $Q_П$ – вартість надійності прототипу зубчастого колеса, грн; a – показник степені, який характеризує рівень прогресивності виробництва з точки зору можливостей підвищення надійності виробу; α = 1,3...1,5.

Вибір цих критеріїв можна пояснити тим, що при збільшені $T_{сл}$ прийнятий критерій Q_e поступово збільшується до межі, коли $T_{сл} = T_E$. У цьому випадку він приймає значення $Q_B + Q_E$, що вказує на нормальний режим роботи (рис.5.1). Другий критерій Q_H за залежністю (5.3) навпаки при збільшені $T_{сл}$ поступово зменшується за рахунок зменшення експлуатаційних витрат, тобто зменшується кількість відмов (рис.5.1).

Використовуючи прийняті критерії для оптимізації та синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс циліндричних редукторів, представимо їх у вигляді двокритеріальної оптимізаційної поверхні (рис. 5.2).

Рис.5.1. Критеріальні залежності: *1* – Q_H; *2* – Q_e

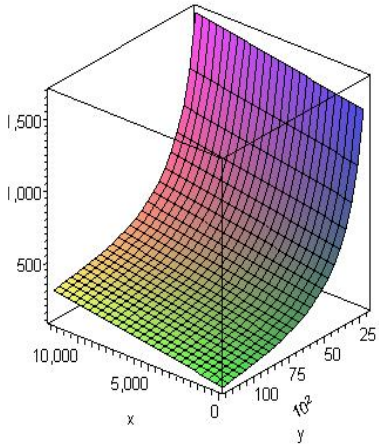


Рис. 5.2. Двокритеріальна оптимізаційна поверхня

По осі *X* (рис. 5.2) відкладаємо тривалість роботи зубчастої передачі, яка пропорційна економічному показнику надійності зубчастого колеса Q_e, по осі *Y* – тривалість роботи зубчастої передачі, що пропорційна вартості надійності Q_H, а по осі *Z* – витрати. Тоді загальний критерій оптимізації можна представити у вигляді

$$0 \le \left| Q_e - Q_{\acute{I}} \right| \le B_{ç.ï} \ ,$$

де $B_{з.п} = (0{,}05\ldots0{,}1)|Q_e - Q_H|$.

5.3. Визначення геометричних параметрів конструктивних елементів зубчастих коліс в залежності від їх напружено-деформованого стану та модифікації

Конструкції зубчастих коліс циліндричних редукторів. Для циліндричних редукторів за конструкцією використовують головним чином

три типи зубчастих коліс [78]: 1) одновінцеві колеса з достатньою довжиною l базового отвору (маточини) діаметром d_o, тобто $l/d_o > 1$; 2) одновінцеві колеса типу дисків, для яких $l/d_o \leq 1$; 3) зубчасті колеса-вали, які виготовляють заодно ціле з валом і вал має значну довжину у порівнянні з довжиною зубчастого вінця.

Визначення розмірів конструктивних елементів зубчастих коліс у залежності від їх напружено - деформованого стану. В процесі роботи зубчастої передачі під навантаженням виникає напружено-деформований стан кожного зубчастого колеса [29, 31, 33, 39, 37, 38, 108, 112], на який впливають *колова сила* F_t, *осьова* F_a та *радіальна* F_r сили. Значення цих сил визначають за залежностями:

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1};\ F_a = F_t tg\beta;\ F_r = \frac{F_t tg\alpha_n}{\cos\beta},$$

де T_1 – обертальний момент, Н·м; d_1 − діаметр ділильного кола ведучого зубчастого колеса, мм; β – кут нахилу зубця колеса; α_n – кут зачеплення в нормальному перерізі зубця колеса.

До основних елементів конструкції циліндричного зубчастого колеса відносять [241]: діаметр вершин зубців (зовнішній діаметр зубчастого колеса) d_a; ширина зубчастого вінця b; базовий отвір маточини d_o; шпонковий паз в отворі маточини довжиною $l_ш$, шириною $b_ш$, глибиною t_2 та глибиною у валі t_1; довжина маточини l; товщина диска між маточиною і зубчастим вінцем $\delta_д$; внутрішній діаметр зубчастого вінця $d_в$.

Для визначення оптимальних розмірів конструктивних елементів зубчастих коліс у залежності від їх напружено - деформованого стану необхідно отримати залежності, які б дозволяли використовувати відповідні методи інформаційних технологій. У цьому випадку потрібно визначити перелік вхідних даних, з допомогою яких можливо отримати розрахункові залежності.

Вхідні дані для отримання розрахункових залежностей та оптимізації конструктивних елементів зубчастої передачі:

- матеріал зубчастого колеса, який характеризується твердістю HB або HRC в залежності від марки матеріалу та виду термічної обробки;
- границя текучості матеріалу зубчастого колеса $\sigma_т$, МПа;
- передаточне число зубчастої передачі u_{12};
- заданий строк експлуатації зубчастої передачі T_E приймається в межах до 30000 год (згідно із рекомендаціями планово-попереджувального ремонту середня тривалість ремонтного циклу від введення в експлуатацію до першого капітального ремонту складає 30000 год [202]);
- напрацювання на відмову T_B, год;
- колова швидкість ведучого колеса V_1, м/с;
- обертовий момент на ведучому колесі T_1, Н·м;
- можливі короткочасні перевантаження k_n, разів;
- коефіцієнт ширини зубчастого вінця ψ_{ba} = 0,2…0,5;
- допустиме контактне напруження $[\sigma]_H$, МПа;
- допустиме напруження на згин зубця ведучого колеса $[\sigma]_{F1}$, МПа;
- допустиме напруження на згин зубця веденого колеса $[\sigma]_{F2}$, МПа;
- коефіцієнт запасу міцності S_F;
- коефіцієнт, який враховує параметри передачі K_a, МПа$^{1/3}$;
- ступінь точності зубчастої передачі $n_{ст}$;
- допустимий рівень звуку L, дБА;
- вартість надійності прототипу зубчастого колеса $Q_П$, грн;
- вартість виготовлення зубчастого колеса Q_B, грн;
- сумарні витрати на експлуатацію Q_E, грн;
- показник степені кривої витривалості k;
- показник степені, який характеризує рівень прогресивності виробництва з точки зору можливостей підвищення надійності виробу α;
- допустиме напруження зминання для шпонкового з’єднання $[\sigma]_{зм}$, МПа;

- допустиме напруження на розтяг для сталі $[\sigma]_p$, МПа;
- діаметри ведучого $d_{в1}$ і веденого $d_{в2}$ валів, на яких розміщені зубчасті колеса.

Розрахункові залежності.

1. Визначення кількості зубців ведучого колеса z_1 і веденого z_2 в залежності від заданої колової швидкості V_1:

$$z_1 = -0{,}0004V_1^2 + 0{,}1477V_1 + 30{,}798; \tag{5.4}$$

$$z_2 = u_{12}z_1.$$

Визначені значення кількості зубців заокруглюють до найближчого цілого числа.

2. Мінімальна міжосьова відстань для зубчастої передачі зовнішнього зачеплення, мм [86]

$$a_{w\min} = K_a(u_{12}+1)\sqrt[3]{\frac{T_1K_{H\beta}}{u_{12}\psi_{ba}[\sigma]_H^2}}.$$

де $K_{H\beta}$ − попереднє орієнтовне значення коефіцієнта, який враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця:

при НВ≤350

$$K_{H\beta} = 0{,}994\exp[0{,}0486\psi_{ba}(u_{12}+1)];$$

при НВ>350

$$K_{H\beta} = 0{,}984\exp[0{,}1057\psi_{ba}(u_{12}+1)].$$

Визначене значення $a_{w\min}$ заокруглюють до цілого числа a_w.

3. Кут нахилу зубців β, град

$$\beta = 0{,}0183L^2 - 3{,}0583L + 127{,}38,$$

де L – допустимий рівень звуку, дБА

(згідно із санітарними нормами СН 2.2.4/2.1.8.562-96 L = 50…85 дБА).

4. Модуль зубчастої передачі m_n, мм

$$m_n = \frac{2a_w \cos\beta}{z_1 + z_2}.$$

Визначене значення модуля узгоджується зі стандартним значенням і розраховується дійсне значення міжосьової відстані a_w зубчастої передачі.

5. Ділильні діаметри ведучого d_1 та веденого d_2 коліс, а також ширина вінців b_1 і b_2, мм [236]:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta};\ d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta};$$

$$b_2 = \psi_{ba} a_w;\ b_1 = b_2 + 2.$$

6. Уточнення для зубчастого колеса-вала розміру діаметра впадини колеса d_{f1} із зовнішнім діаметром вала $d_в$, на якому розміщується ведуче колесо

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5m_n \geq d_{в1}. \qquad (5.5)$$

У випадку, коли за залежністю (5.5) $d_{f1} < d_{в1}$, необхідно виконувати перерахунок, збільшуючи модуль m_n або кількість зубців z_1.

7. Колова сила у зачеплені зубчастих коліс, Н

$$F_t = \frac{2T_1 10^3}{d_1}.$$

8. Коефіцієнти, які враховують при розрахунках на контактну витривалість і на витривалість при згині зубців колеса відповідно: розподіл

навантаження між зубцями $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$; уточнений розподіл навантаження за шириною зубчастих вінців $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$; динамічне навантаження зубців K_{Hv}, K_{Fv} [189].

$$K_{H\alpha} = 0,53 n_{\tilde{n}\grave{o}}^{0,33} V_1^{0,04};$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + \left(\left[1,88 - 3,2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos\beta - 1 \right)(n_{\tilde{n}\grave{o}} - 5)}{4\left[1,88 - 3,2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos\beta},$$

де n_{cm} – ступінь точності зубчастого колеса (n_{cm} = 5…9); V_1 – колова швидкість ведучого зубчастого колеса в межах 2,5…25 м/с;

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{7 \cdot 10^{-8} HB^{2,432} b_2}{d_1};$$

$$K_{F\beta} = 1 + \frac{7,5 \cdot 10^{-8} HB^{2,432} b_2}{d_1};$$

$$K_{Hv} = 1,56 n_{\tilde{n}\grave{o}}^{0,064} V_1^{0,029} HB^{-0,1};$$

$$K_{Fv} = 5,26 n_{\tilde{n}\grave{o}}^{0,12} V_1^{0,11} HB^{-0,35}.$$

9. Питомі розрахункові колові сили при встановлені контактної витривалості і міцності поверхонь зубців w_{Ht} та їх витривалості і міцності при згині w_{Ft}

$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv};$$

$$w_{Ft} = \frac{F_t}{b_2} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}.$$

10. Контактна витривалість і міцність зубців сталевих зубчастих коліс зовнішнього зачеплення при α_n = 20° [189]

$$\sigma_H = 487\cos\beta\sqrt{\frac{w_{Ht}(u_{12}+1)}{d_2\left[1,88-3,2\left(\frac{1}{z_1}+\frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta}} \le [\sigma]_H .$$

Допускається розрахункове контактне напруження у межах

$$1,05\ [\sigma]_H \ge \sigma_H \ge 0,9\ [\sigma]_H.$$

У випадку, коли ця умова не виконується, необхідно проводити відповідні зміни ширини зубчастого вінця b_2 або міжосьової відстані a_w тощо.

Максимальні контактні напруження

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H\sqrt{k_n} \le [\sigma]_{H\max} = 2,8\sigma_{\grave{O}} .$$

11. Витривалість і міцність зубців сталевих зубчастих коліс зовнішнього зачеплення при згині [189]:

- ведуче колесо

$$\sigma_{F1} = \frac{5,32\left(1-\frac{\beta}{140^0}\right)w_{Ft}}{m_n\left(\frac{z_1}{\cos^3\beta}\right)^{0,092}} \le [\sigma]_{F1};$$

- ведене колесо аналогічно визначають σ_{F2} за умови z_2 при порівнянні з $[\sigma]_{F2}$.

Максимальні напруження при згині визначають за більшим із двох значень σ_{F1} або σ_{F2} [189]

$$\sigma_{F\max} = \sigma_{Fi}k_n \le [\sigma]_{F\max} = \frac{4,8HB}{S_F} ,$$

де S_F – запас міцності (S_F = 1,4…1,7).

12. Розміри шпонкового з’єднання коліс з валами $d_{в1}$ і $d_{в2}$, мм

$$l_з \geq \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{(0,042 d_{вз}^2 + 1,574 d_{вз})[\sigma]_{см}} + 0,271 d_{вз} + 0,93.$$

Визначені довжини шпонок l_1 і l_2 узгоджують із стандартними граничними довжинами в залежності від діаметра вала $d_{вi}$.

Глибина паза отвору маточини t_{2i}

$$t_{2i} = 0,044 d_{вi} + 1,822.$$

Ширина шпонки $b_{шi}$

$$b_{шi} = 0,271 d_{вi} + 0,9301.$$

Значення $b_{шi}$ заокруглити до цілого числа в більшу сторону.

13. Довжини маточин коліс $l_{м1}$ і $l_{м2}$ залежать від довжин шпонок

$$l_{м1} = l_1;\ l_{м2} = l_2.$$

14. Зовнішній діаметр маточини $d_{мi}$

$$d_{мi} = \frac{4 \cdot 10^3 T_1}{d_{вз} l_{iз} [\sigma]_p} + d_{вз} + 2(0,044 d_{вз} + 1,822)\ .$$

Значення $d_{мi}$ заокруглити до цілого числа в більшу сторону.

15. Внутрішній діаметр зубчастого вінця $d_{з.в.i}$

$$d_{з.в.з} = 0,8 d_{fi}\ .$$

16. Товщина диска $b_д$ між маточиною і вінцем

$$b_{\ddot{a}i} \geq \frac{10^3 T_1}{6\pi d_{\grave{i}\,з}^2}\ .$$

Значення $b_{\partial i}$ заокруглити до цілого числа в більшу сторону.

17. Маса сталевого зубчастого колеса M, кг [45]

$$M_i = \frac{7{,}8\cdot 10^{-6}\pi}{4}\begin{pmatrix} b_i[0{,}5(d_{ai}^2 - d_{fi}^2) + (d_{fi}^2 - d_{ç.\hat{a}.i}^2)] + \\ +(d_{ç.\hat{a}.i}^2 - d_{\grave{i}\,i}^2)b_{\ddot{a}з} + (d_{\grave{i}\,i}^2 - d_{\hat{a}i}^2)l_{\grave{i}\,з} \end{pmatrix},$$

де $d_{ai} = d_i + 2m_n$; $d_{fi} = d_i - 2{,}5m_n$.

У випадку, коли $0{,}5(d_{ç.\hat{a}.з} - d_{\hat{a}з}) \leq 20$, то необхідно прийняти $b_{\partial i} = b_i$.

18. Вартість надійності прототипу зубчастого колеса $Q_П$ в грн можна визначити за залежністю

$$Q_{\ddot{I}} = 1{,}97\cdot 10^{-4} M_i^{1{,}11} n_{cm}^{-1,,05} d_i^{1{,}01} \lambda^{-0{,}9}, \qquad (5.6)$$

де λ – інтенсивність відмов, год$^{-1}$ $\lambda = \dfrac{1}{T_{\hat{A}}}$;

T_B – напрацювання на відмову, год (для зубчастої передачі сьомого ступеня точності T_B = 3600 год [74]).

19. Вартість виготовлення зубчастого колеса Q_B, грн. Значення Q_B визначають за залежністю (5.6) при підстановці в неї отриманих після розрахунку значень конструктивних елементів зубчастого колеса, а саме ділильного діаметра, маси, заданого ступеня точності та інтенсивності відмови.

20. Сумарні витрати на експлуатацію Q_E в грн визначаємо за залежністю

$$Q_E = 6\cdot 10^{-7} T_E^2 + 0{,}01 T_E - 2{,}381,$$

де T_E – заданий строк експлуатації зубчастої передачі, год.

21. Частота циклів $n_ц$, хв$^{-1}$ [290]

$$n_{öi} = \frac{6 \cdot 10^4 V_1}{\pi d_i} .$$

5.4. Особливості розроблення математичної моделі синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс

Поставлена задача для розроблення оптимізаційної математичної моделі відноситься до дискретного програмування [44, 236], а для її розв’язання доцільно використовувати метод Монте-Карло [87]. Область допустимого розв’язання, яка визначається обмеженнями на змінні чинники та критерієм оптимізації, оточують *n*-мірним паралелепіпедом, в якій і проводять дослідження.

Математичну оптимізаційну модель можна записати так [26, 42, 44, 45, 46, 47, 83, 84, 88, 301]:

функція мети

$$Q_{Bi} \Rightarrow \min ; \tag{5.7}$$

за критерієм

$$0 \le \left| Q_e - Q_{í} \right| \le B_{ç.ï} ; \tag{5.8}$$

при обмеженнях

$$\left.\begin{aligned} a_1 \le \psi_{ba} \le b_1 ; \\ a_2 \le L \le b_2 ; \\ a_3 \le T_B \le b_3 ; \\ a_4 \le T_E \le b_4 ; \\ a_5 \le V_1 \le b_5 ; \end{aligned}\right\} \tag{5.9}$$

$$p \ge [p], \tag{5.10}$$

де a_1, a_2, …, a_5 – мінімальні значення експлуатаційних і конструктивних чинників, які визначають на стадії розроблення технічного завдання на проектування; b_1, b_2, …, b_5 – максимальні значення експлуатаційних і конструктивних чинників; p – імовірність попадання точки дослідження в область допустимих розв'язків, яка оточена n-мірним паралелепіпедом, що визначається обмеженнями (5.9) та критерієм (5.8); $[p]$ – допустиме значення імовірності попадання точки дослідження в область допустимих розв'язків.

При використані для розв'язку задачі методу Монте-Карло необхідно за допомогою спеціальної програми утворювати послідовність псевдовипадкових чисел μ_i в інтервалі 0…1,0. Псевдовипадкові числа потрібно перетворювати до значень чинників (5.9) за залежністю

$$x_i = a_j + \mu_i (b_j - a_j),$$

де x_i – значення чинника на i-му етапі розв'язання задачі; μ_i – псевдовипадкове число на цьому етапі; a_j, b_j – відповідно мінімальне та максимальне значення j-го обмеження за залежностями (5.9).

Для розв'язання представленої оптимізаційної задачі необхідно розробити алгоритм, який включав би всі необхідні розрахунки для зубчастої передачі з одночасним визначенням критеріїв оптимізації: 1) проектний, за допомогою якого визначалася міжосьова відстань a_w, значення модуля m_n і конструктивні параметри зубчастого вінця [237]; 2) перевірка активних поверхонь зубців на контактну витривалість [133]; 3) перевірка активних поверхонь зубців на контактну міцність [132]; 4) перевірка зубців на витривалість при згині; 5) перевірка зубців на міцність при згині [240]; 6) конструктивні розміри шпонкового з'єднання, маточини, внутрішнього діаметра зубчастого вінця та товщина диска; 7) маса зубчастого колеса.

В алгоритм необхідно також вводити визначення $T_{сл1} = f(\sigma_H)$, $T_{сл2} = f(\sigma_{F1})$ і $T_{сл3} = f(\sigma_{F2})$, а потім з отриманих значень приймати найменше, яке і враховувати при розрахунку критерія оптимізації. На підставі алгоритму

необхідно розробити пакет прикладних програм, який дозволив би з використанням комп'ютера виконувати розв'язування поставленої задачі в області допустимих розв'язків, що обмежується функцією мети (5.7), критерієм (5.8) та обмеженнями (5.9). В процесі роботи програми визначається імовірність p попадання точки дослідження в область допустимих розв'язків

$$p = \frac{K}{N},$$

де K – кількість циклів роботи комп'ютера, яка попала в область допустимих розв'язків; N – загальна кількість циклів роботи комп'ютера.

5.5. Блок-схема алгоритму математичної моделі синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс

Для отримання моделі багатопараметричного синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс використовуємо оптимізаційну математичну модель, яка є основою для розроблення блок-схеми алгоритму (рис. 5.3).

Розглянемо призначення блоків алгоритму імітаційної моделі.

В ***блок 1*** необхідно ввести вхідні дані, а саме: T_1 – обертовий момент швидкохідного валу зубчастої передачі, Н·м; u_{12} – передаточне число зубчастої передачі; HB – середнє значення твердості зубчастих коліс передачі; K_a – коефіцієнт, який враховує параметри передачі (K_a = 495 для прямозубих сталевих передач; K_a = 430 – для косозубих); $n_{ст}$ – ступінь точності зубчастої передачі; k_n – коефіцієнт, який враховує перевантаження; $[\sigma]_H$ – допустиме значення контактних напружень, МПа; $[\sigma]_F$ – допустиме значення напружень на згин, МПа; S_F – коефіцієнт запасу міцності на згин (S_F = 1,4…1,7); σ_T – границя текучості, МПа; d_1, d_2, – ділильні діаметри зубчастих коліс прототипової передачі, мм; $d_{в1}$, $d_{в2}$ – діаметри валів під

внутрішній діаметр маточини зубчастих коліс, мм; $[\sigma]_{зм}$, $[\sigma]_p$ – відповідно допустимі напруження зминання і на розтяг, МПа; λ – інтенсивність відмов зубчастої передачі, год$^{-1}$; α – показник степені, який характеризує рівень прогресивності виробництва (α = 1,3…1,5); a_1, b_1 – мінімальне та максимальне значення коефіцієнта ширини вінця зубців колеса; a_2, b_2 – мінімальне та максимальне значення допустимого рівня звуку L (L = 50…85 дБА); a_3, b_3 – мінімальне та максимальне значення напрацювання зубчастої передачі на відмову, год; a_4, b_4 – мінімальне та максимальне значення заданого терміну експлуатації зубчастої передачі T_E, год; a_5, b_5 – мінімальне та максимальне значення колової швидкості ведучого колеса, м/с; $[p]$ – допустиме значення імовірності попадання точок в область допустимих розв’язків.

В ***блоці 1.1*** виконується присвоєння параметрам N_i і K_i нульового значення.

В ***блоці 2*** виконується присвоєння параметру N_i порядкового номера циклу роботи програми.

Блок 3 створює псевдовипадкові числа в інтервалі [0,1], тобто він працює як генератор псевдовипадкових чисел μ_{1i}, μ_{2i}, …, μ_{5i}.

В ***блоці 4*** виконується визначення значень обмежень, тобто перехід від псевдовипадкових чисел до натуральних значень обмежень.

В ***блоці 5*** визначається кількість зубців ведучого та веденого коліс передачі.

В ***блоках 6…8*** визначається в залежності від твердості матеріалу зубчастих коліс орієнтовне значення коефіцієнта, який враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця.

В ***блоці 9*** виконується визначення міжосьової відстані.

В ***блоці 10*** виконується визначення кута нахилу зубців передачі.

В ***блоках 11…22*** визначається та узгоджується зі стандартним рядом модуль зубчастої передачі.

В ***блоці 23*** визначаються конструктивні параметри зубчастих коліс.

В ***блоці 24*** виконується порівняння діаметра впадини ведучого зубчастого колеса з діаметром вала $d_{в1}$ і у випадку $d_{f1i} < d_{в1}$ цикл роботи переривається і переходить до блоку 2.

В ***блоках 25…29*** виконуються розрахунки для визначення питомих розрахункових сил для встановлення контактної витривалості і міцності поверхонь зубців w_{Ht} та їх витривалості і міцності при згині w_{Ft}.

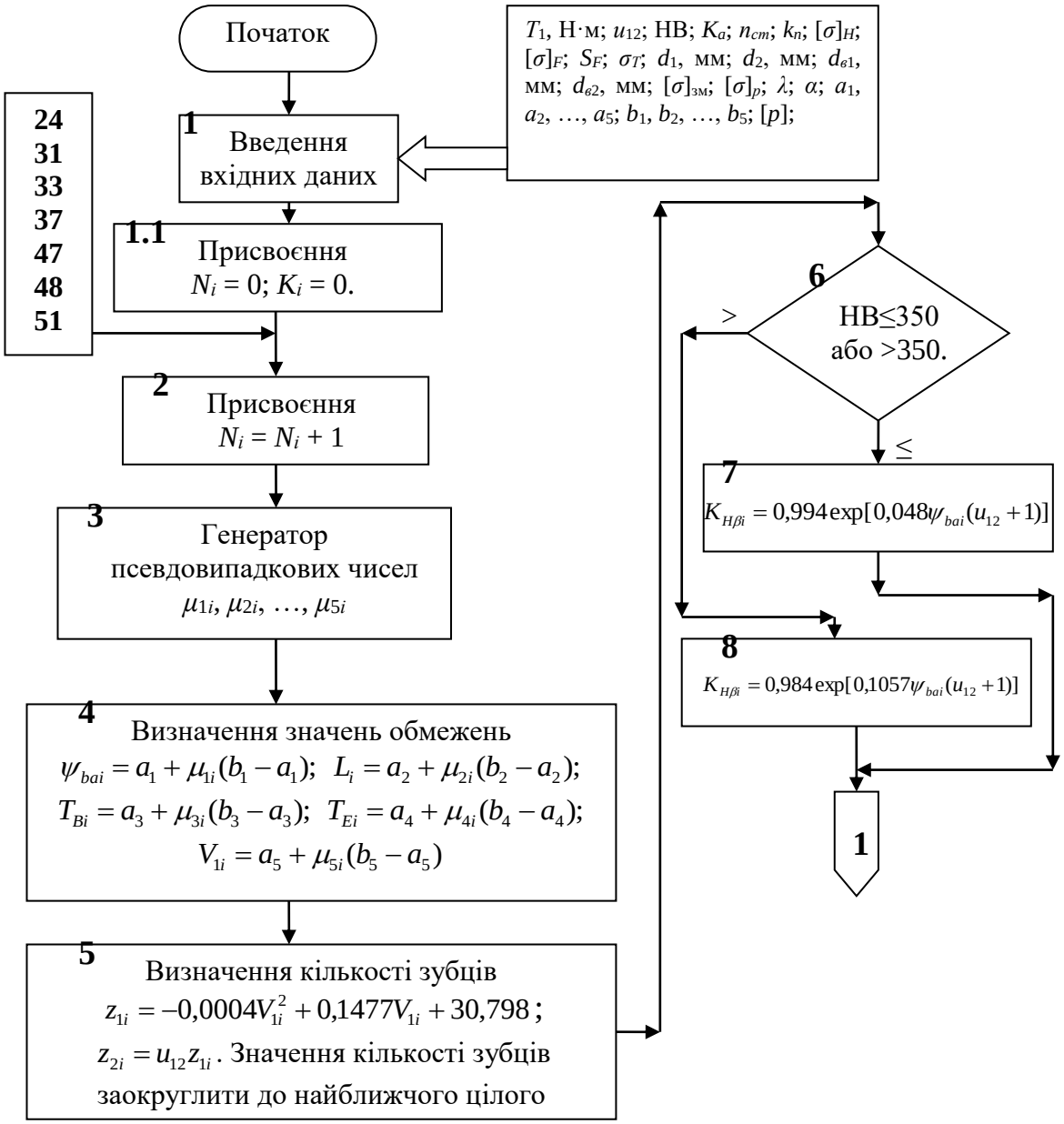


Рис. 5.3. Блок-схема алгоритму багатопараметричного синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс

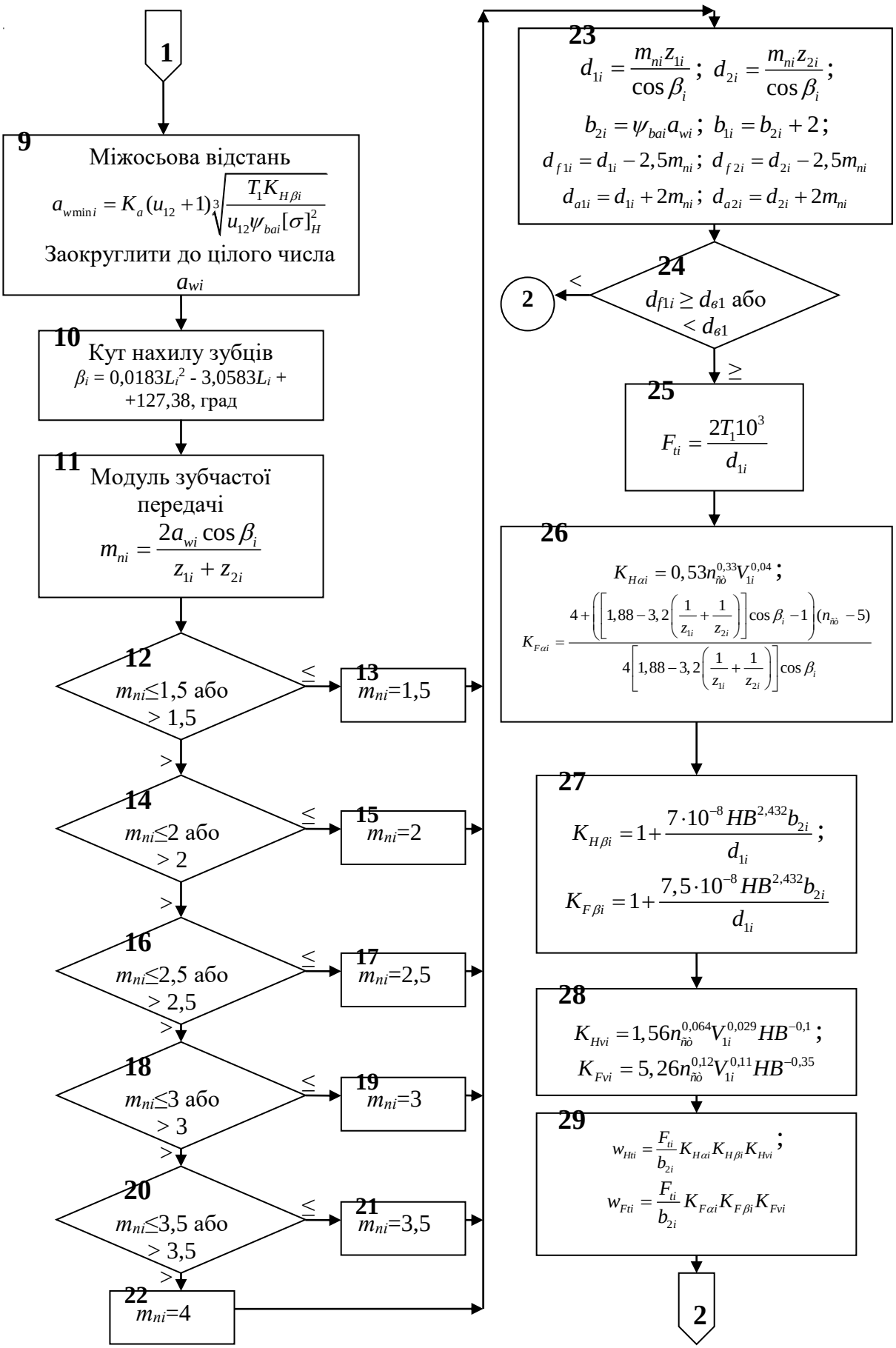


Рис. 5.3. Продовження

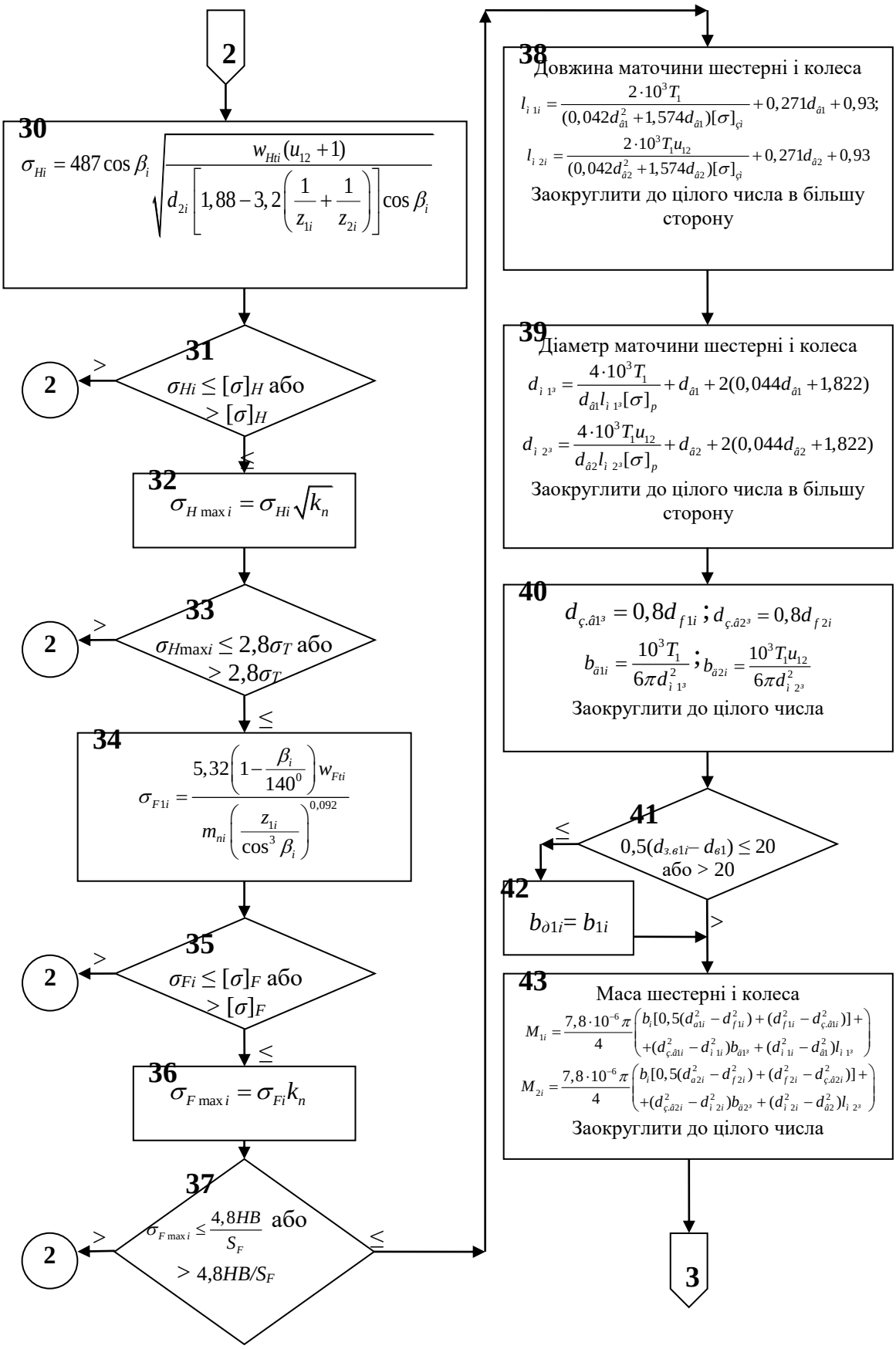


Рис. 5.3. Продовження

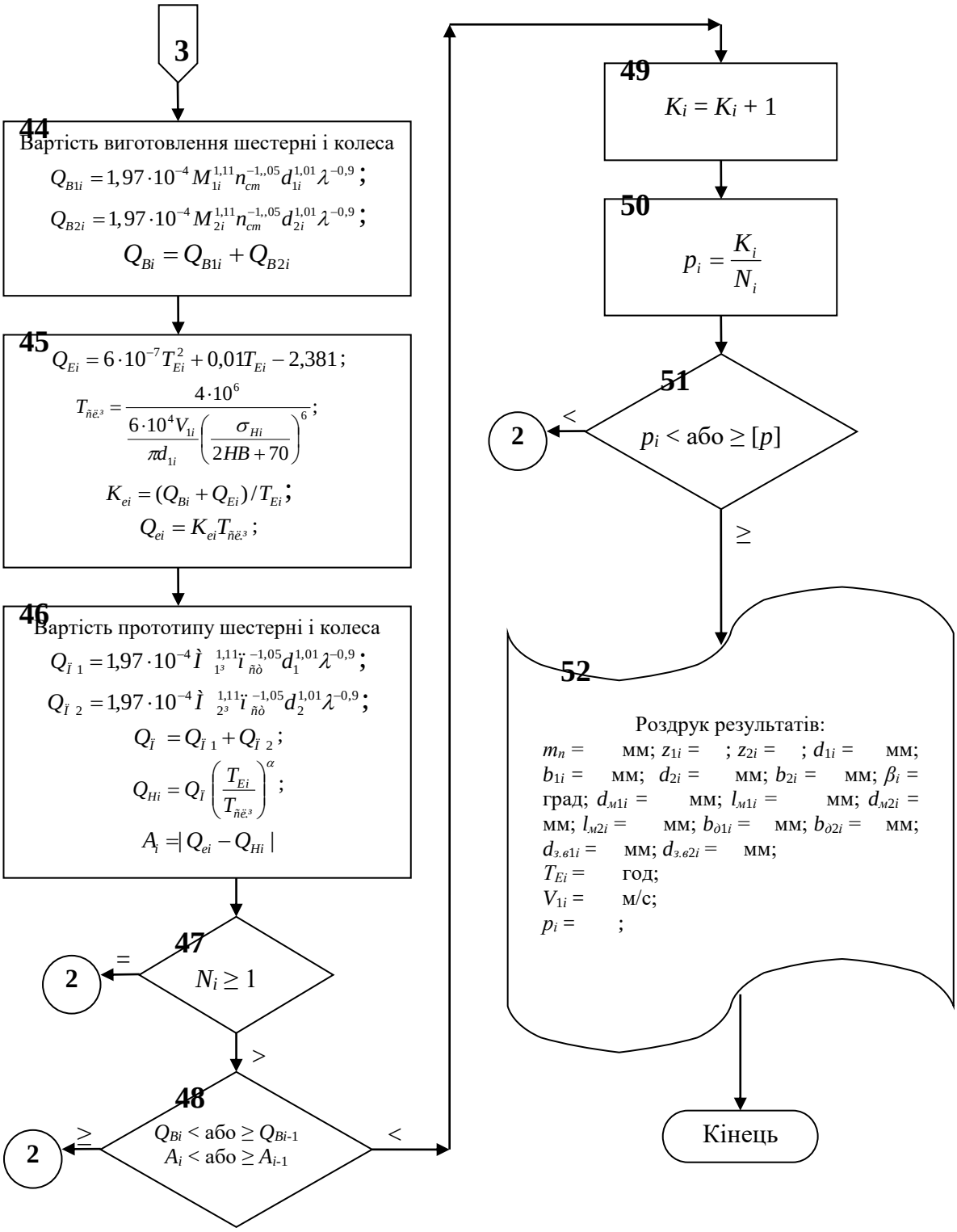


Рис. 5.3. Закінчення

В ***блоках 30…33*** виконуються розрахунки по визначенню контактної витривалості і міцності зубчастих коліс.

В ***блоках 34…37*** виконуються розрахунки по визначенню витривалості і міцності при згині зубців зубчастих коліс.

В ***блоках 38…42*** розраховується значення конструктивних елементів маточин, вінців та ободів зубчастих коліс.

В ***блоці 43*** виконуються розрахунки маси зубчастих коліс.

В ***блоці 44*** виконується визначення функції мети.

В ***блоках 45, 46*** виконується визначення критерія оптимізації.

В ***блоці 47*** виконується перевірка номера цикла розрахунку.

В ***блоці 48*** виконується перевірка функції мети та критерія оптимізації.

В ***блоці 49*** виконується присвоєння номера циклу, який попав в область допустимих розв’язків.

В ***блоці 50…51*** визначається значення імовірності попадання розрахункової точки в область допустимих розв’язків та її порівняння з допустимим значенням.

В ***блоці 52*** виконується роздрук конструктивних елементів зубчастих коліс передачі.

В процесі роботи на ПЕОМ було встановлено, що імовірність попадання окремих точок в область допустимих розв’язків не перевищує 0,2, а в окремих випадках складає 0,02…0,05. Останнє вимагає збільшення числа N необхідних випробувань до декількох десятків тисяч. Але це число N можна суттєво зменшити, якщо околицю точки мінімуму функції мети оточити малим паралелепіпедом і в ньому виконувати випробування. Тому програму поділили на дві частини – навчальну та виконавчу.

Після введення вхідних даних навчальна програма виконує декілька серій випробувань в області допустимих розв’язків та оцінює отриману імовірність попадання окремої точки в цю область і будує новий паралелепіпед, в якому цикл випробувань повторюється. Далі навчальна програма будує ще новий паралелепіпед таким чином, щоб збільшити імовірність попадання точки в область допустимих розв’язків. При

імовірності $P \geq 0{,}75$ навчальна програма закінчує роботу і передає керування виконавчій програмі, яка визначає всі конструктивні чинники з урахуванням найменшого значення за модулем критерія (5.8).

Пакет прикладних програм для синтезу всіх основних конструктивних елементів циліндричної зубчастої передачі був розроблений на підставі блок-схеми алгоритму, який зображено на рис. 5.3 (додаток В) [56]. Час синтезу параметрів складових конструктивних елементів передачі на ПЕОМ не перевищує 20…40 с.

5.6. Приклади синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс та порівняльний аналіз з існуючими конструкціями

Для обґрунтування розробленої імітаційної моделі багатопараметричного синтезу конструктивних елементів зубчастої передачі розглянемо її використання для розрахунку та синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс вже розроблених конструкцій редукторів. За основу приймаємо конструкцію одноступеневого редуктора типу 1ЦУ-200-4-12-У3 (рис. 5.4) Київського редукторного заводу **ПП «Кирмет»**, конструктивні розміри якого наведені в табл. 5.1.

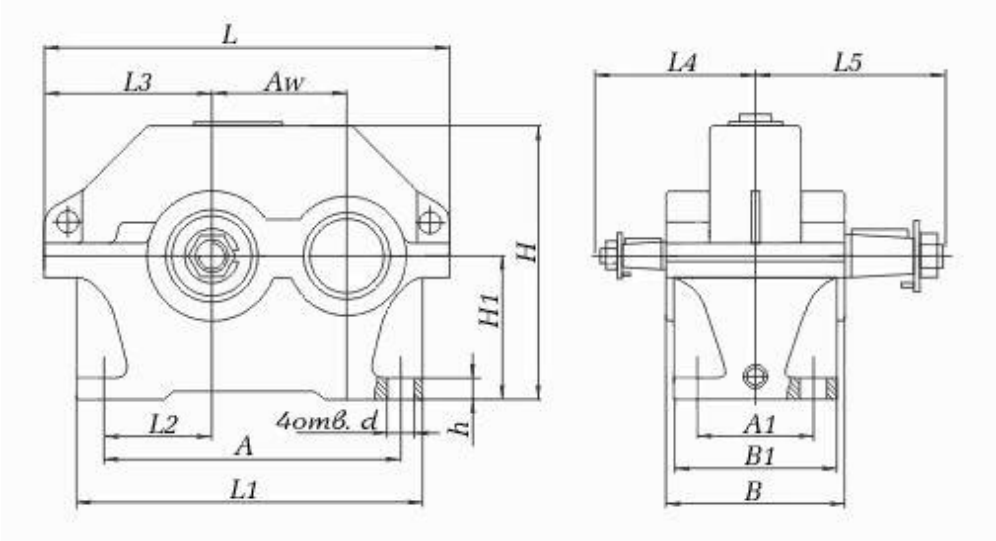


Рис. 5.4. Конструкція, габарити та приєднувальні розміри редуктора 1ЦУ-200-4-12-У3

Таблиця 5.1

Основні конструктивні розміри редуктора 1ЦУ-200-4-12-У3 (рис. 5.4), мм

A_w	L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	H	H_1	h	A	A_1	B	B_1	d
200	**670**	**580**	**165**	**236**	**230**	**265**	**425**	**212**	**36**	**437**	**165**	**212**	**200**	**24**

Технічна характеристика зубчастої передачі редуктора 1ЦУ-200-4-12-У3 наведена в табл. 5.2.

Таблиця 5.2

Технічна характеристика зубчастої передачі редуктора 1ЦУ-200-4-12-У3

Параметри	Значення
1	**2**
Міжосьова відстань a_w, мм	200
Передаточне число u_{12}	3,94
Модуль m_n, мм	2,5
Число зубців шестерні z_1	32
Число зубців колеса z_2	126
Кут нахилу зубців β	9º02'
Кут зачеплення α_n	20º
Ділильний діаметр d_1, мм	81,01
Ділильний діаметр d_2, мм	238,22
Діаметр вала $d_{в1}$, мм	50
Діаметр вала $d_{в2}$, мм	70
Ширина вінця b_1, мм	85
Ширина вінця b_2, мм	80
Коефіцієнт ширини вінця ψ_{ba}	0,4
Діаметр зубчастого вінця $d_{з.в2}$, мм	250
Діаметр маточини $d_{м1}$, мм	53
Довжина маточини $l_{м1}$, мм	130
Діаметр маточини $d_{м2}$, мм	110

Продовження таблиці 5.2	
1	**2**
Довжина маточини $l_{м2}$, мм	80
Діаметр вершин зубців d_{a1}, мм	86,01
Діаметр вершин зубців d_{a2}, мм	243,22
Діаметр впадин d_{f1}, мм	68,51
Діаметр впадин d_{f2}, мм	225,72
Товщина диска $b_{д1}$, мм	85
Товщина диска $b_{д2}$, мм	25
Максимальна часота обертання швидкохідного вала, хв$^{-1}$	1500
Номінальний обертальний момент на тихохідному валу, Н·м	2500

Розглянемо розрахунок і багатопараметричний синтез конструктивних елементів зубчастої передачі редуктора **1ЦУ-200-4-11-УЗ** з використанням пакету прикладних програм «Зубчаста передача» (додаток В) [56].

Вхідні дані для розрахунку: T_1 = 625 Н·м; u_{12} = 4; HB = 315; K_a = 430; $n_{ст}$ = 7; k_n = 1,4; $[\sigma]_H$ = 700 МПа; $[\sigma]_F$ = 290 МПа; S_F = 1,5; σ_T = 540 МПа; d_1 = 81,01 мм; d_2 = 238,22 мм; $d_{в1}$ = 50 мм; $d_{в2}$ = 70 мм; $[\sigma]_{зм}$ = 110 МПа; $[\sigma]_p$ = 270 МПа; λ = 0,00028 год$^{-1}$; α = 1,4; a_1 = 0,2; b_1 = 0,5; a_2 = 50 дБА; b_2 = 85 дБА; a_3 = 3000 год; b_3 = 3600 год; a_4 = 25000 год; b_4 = 30000 год; a_5 = 6,5 м/с; b_5 = 7 м/с; $[p]$ = 0,9.

Після введення вхідних даних був отриманий результат (рис. 5.5).

Роздрук результатів синтезу конструктивних елементів зубчастої передачі редуктора **1ЦУ-200-4-11-УЗ** : m_n = 2,5 мм; z_{1i} = 32; z_{2i} = 128; d_{1i} = 81,15 мм; b_{1i} = 78 мм; d_{2i} = 324,6 мм; b_{2i} = 76 мм; β_i = 9º20'; $d_{м1i}$ = 61 мм; $l_{м1i}$ = 77 мм; $d_{м2i}$ = 84 мм; $l_{м2i}$ = 164 мм; $b_{д1i}$ = 78 мм; $b_{д2i}$ = 19 мм; $d_{з.в1i}$ = 61 мм; $d_{з.в2i}$ = 255 мм; T_{Ei} = 26500 год; V_{1i} = 6,75 м/с; p_i = 0,92.

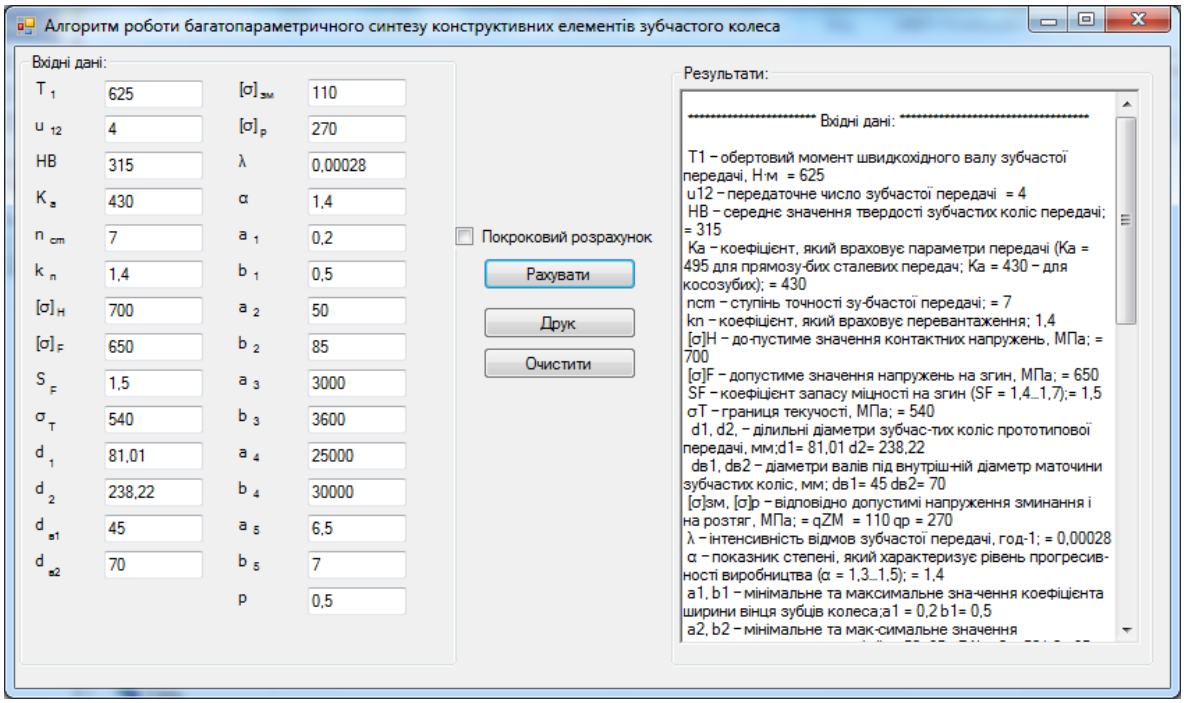


Рис. 5.5. Загальний вигляд робочого вікна програми «Зубчаста передача» для визначення конструктивних елементів зубчастих коліс

Результати аналізу отриманих результатів синтезу конструктивних елементів зубчастої передачі редуктора **1ЦУ-200-4-11-УЗ**.

Спочатку розглянемо проектний розрахунок зубчастої передачі, розрахункові залежності якого розміщені в блоках 5…23. Стосовно визначення кількості зубців z_{1i} = 32 і z_{2i} = 128 можна зауважити, що кількість зубців ведучого колеса співпадає з конструкторськими рекомендаціями та вже розробленою конструкцією редуктора. Це вказує на адекватність залежності блока 5 встановленим вимогам для проектування редукторів загального призначення. Кількість зубців веденого колеса відрізняється на два зубця від розробленої конструкції. Вказане неспівпадіння можна пояснити тим, що редуктор 1ЦУ-200-4-12-УЗ призначений для отримання u_{12} = 4, а в дійсності зубчаста передача забезпечує u_{12} = 3,94.

Стосовно ширини зубчастого вінця b_{2i} = 76 мм, яка відрізняється від розробленої конструкції на 4 мм (b_2 = 80 мм). Ця різниця обумовлена тим, що згідно імітаційній моделі значення коефіцієнт ширини зубчастого вінця ψ_{ba} =

0,38, а в існуючій конструкції ψ_{ba} = 0,4, хоча значення ψ_{ba} для косозубих коліс можуть прийматися в межах 0,2…0,5.

Міжосьова відстань за залежністю блока 9 співпадає з існуючою конструкцією. Також співпадає значення модуля. Але на 18' збільшився кут нахилу зубців β_i, що призвело до збільшення ділильного діаметра ведучого зубчастого колеса на 0,14 мм, але вказане неспівпадіння з конструкторської точки зору є допустимим.

Тепер стосовно синтезу інших конструктивних елементів зубчастої передачі. Діаметр маточини веденого колеса на 26 мм менше ніж в існуючій конструкції, що забезпечується при розрахунках врахуванням допустимих напружень на розтяг. Відносно довжини маточини веденого колеса можна зауважити, що в існуючій конструкції вона не забезпечує міцність шпонки на зминання. Тому такий підхід до встановлення в існуючій конструкції довжини маточини відповідно до розміру ширини зубчастого вінця є не обґрунтованим. Крім цього, в існуючій конструкції не обґрунтовано завищена товщина диска кільцевої виточки на 6 мм, що призводить до значного перерозходу матеріалу зубчастого колеса. Загалом на існуючу зубчасту передачу у порівнянні із розрахованими конструктивними елементами з використанням імітаційної моделі, перерозхід матеріалу складає 16,5% при одній і тій же навантажувальній здатності та міцності.

Таким чином, результати аналізу багатьох виконаних розрахунків показали, що запропонована оптимізаційна математична модель для синтезу конструктивних елементів зубчастої передачі може використовуватися для виконання процесу проектування зубчастих передач редукторів.

5.7. Висновки

1. Вперше розроблено метод багатопараметричного синтезу конструктивних елементів основних складових циліндричної зубчастої передачі з використанням оптимізаційної багатокритеріальної математичної

моделі, який дозволяє у декілька разів скоротити цикл конструкторської підготовки виробництва з одночасним забезпеченням оптимальної міцності, надійності, собівартості виготовлення, терміну експлуатації та експлуатаційних витрат. Тривалість синтезу параметрів конструктивних елементів зубчастого колеса на комп’ютері не перевищує 20…40 с.

2. Для реалізації методу багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричної зубчастої передачі використано метод Монте-Карло, що значно спрощує процес оптимізації за рахунок використання псевдовипадкових чисел.

3. Використання прийнятих критеріїв оптимізації дозволяє обґрунтовано забезпечити заданий строк експлуатації запроектованої циліндричної зубчастої передачі та оптимальну міцність і надійність.

4. Запропонований метод багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричної зубчастої передачі дає можливість зменшити витрати матеріалу на виготовлення передачі на 16,5% при забезпечені необхідної міцності та надійності.

5. Вперше запропонована емпірична залежність для визначення кута нахилу зубців передачі в залежності від допустимого рівня звуку згідно із санітарними нормами СН 2.2.4/2.1.8.562-96, що дозволяє не перевищувати його значення в межах 50…85 дБА.

РОЗДІЛ 6
ВПЛИВ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ВАЛА РЕДУКТОРА НА СИНТЕЗ ЙОГО КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

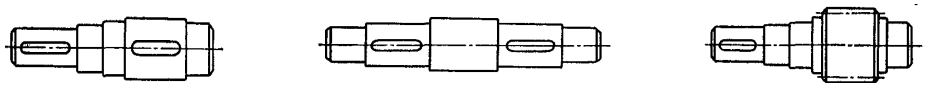
6.1. Вихідні положення

Важливим і відповідальним етапом проектування, виготовлення та експлуатації будь-якої конструкції є початковий етап, на якому розробляються принципові схеми, ескізні проекти та вибирається оптимальний варіант, тобто виконується синтез конструктивного рішення. Ефективність цих рішень впливає на собівартість розробленої конструкції виробу та її експлуатаційні показники.

Аналізуючи наведені в Розділі 1 системи інформаційних технологій та існуючі методики їх використання для розрахунку і проектування різних технічних конструкцій було зауважено, що з їх допомогою можна отримати певні результати, але вони не можуть визначити оптимальні параметри об’єкта проектування, тому що вони використовують тільки відомі розрахункові залежності і не враховують необхідні для кожної відповідної конструкції критерії оптимізації. Тому була поставлена мета до деякої міри ліквідувати цей пробіл при визначені конструктивних параметрів валів редукторів, які повинні мати високу експлуатаційну надійність, тобто розробити таку методологію, яка б дозволила синтезувати конструктивні елементи валів зубчастої передачі, а саме синтез конструктивних чинників ведучого та веденого валів циліндричної зубчастої передачі.

Для циліндричних зубчастих передач за конструкцією використовують головним чином три види валів [189]: ступінчастий (ведучий або ведений, рис. 6.1, *а*), ступінчастий проміжний (рис. 6.1, *б*) або ступінчастий із нарізаним на ньому зубчастим вінцем (вал-шестерня) (рис. 6.1, *в*).

В процесі роботи зубчастої передачі вали зазнають деформації згину, розтягу або стиску та кручення. Сталість напряму сил, які діють перпендикулярно до осі обертання вала, викликає появу циклічно змінних напружень згину, а осьові сили – виникнення у перерізах валів напружень розтягу або стиску. Зміна дотичних напружень кручення повністю відповідає характеру зміни обертового моменту *T*.



а *б* *в*

Рис. 6.1. Конструктивні види валів

Крім цього, в залежності від частоти обертання *n* вали поділяють на швидкохідні та тихохідні (n < 300 хв$^{-1}$). Для ***швидкохідних валів*** критерієм міцності є *втомне руйнування*, а для ***тихохідних*** – *статична міцність*. Вали, які мають значні відстані між опорами у порівнянні з їх діаметром, можуть бути недостатньо жорсткими у поперечному напрямі, що може спричинити порушення якості зачеплення зубчастих коліс, заклинювання опор, зменшення кінематичної точності передачі або недопустимі поперечні коливання валів.

6.2. Вибір та обґрунтування критерія оптимізації основних конструктивних елементів валів

Для розрахунку валів на *статичну і втомну міцність* розглянемо вибір критерія оптимізації та обмежень для визначення його основних параметрів. Першочерговою задачею процесу багатопараметричного синтезу конструктивних елементів валів є визначення чинників, які впливають на їх визначення. Тому виникає задача в процесі синтезу оптимальних значень конструктивних елементів валів визначення наступних основних чинників:

1. Середній термін служби (довговічність) вала.
2. Границя текучості матеріалу вала.

3. Коефіцієнт запасу міцності в небезпечних перерізах вала.

4. Прогин вала.

5. Кут нахилу перерізів вала від його прогину.

6. Кут закручування вала від обертального моменту, який передається.

7. Значення критичної кутової швидкості обертання вала.

Одним із головних показників нормальної роботи вала є ***перший чинник***, тобто його експлуатаційна надійність. Основним показником експлуатаційної надійності зубчастої передачі є довговічність роботи кожного складового елемента та виробу загалом [201]. Згідно із ДСТУ 2860-94 показником довговічності кожного елементу виробу є середній термін служби $T_{сер}$, який можна визначити згідно із рекомендаціями [74] за залежністю

$$T_{сер} = N_0 / [n_ц \cdot 60(\sigma_E/\sigma_R)^k], \text{ год} \qquad (6.1)$$

де N_0 – базове число циклів напружень кривої витривалості для валів ($N_0 = 10 \cdot 10^6$); $n_ц$ – частота циклів напружень, хв$^{-1}$ ($n_ц = n/u$); n – частота обертання електродвигуна, хв$^{-1}$; u – передаточне число від електродвигуна до відповідного вала; σ_E – еквівалентне напруження у небезпечному перерізі вала, яке визначають за номінальним навантаженням, МПа; σ_R – границя витривалості, МПа; k – показник степені кривої витривалості для валів ($k = 6$).

Виходячи з тих положень, що перший чинник є одним із головних показників нормальної роботи вала, то приймаємо його за ***критерій оптимізації*** для розрахунку вала на *статичну і втомну міцність* приймаємо середній термін служби $T_{сер}$, який залежить від σ_E та σ_R (рис. 6.2), і для якого двокритеріальна оптимізаційна поверхня, за допомогою якої можна оптимізувати міцність валів, зображена на рис. 6.3.

На рис. 6.3 вісь X – $T_{сер} = f(\sigma_E)$ для небезпечного перерізу вала, вісь Y – $T_{сер} = f(\sigma_r)$, що відповідає прийнятому матеріалу вала, а вісь Z – відповідні значення напружень.

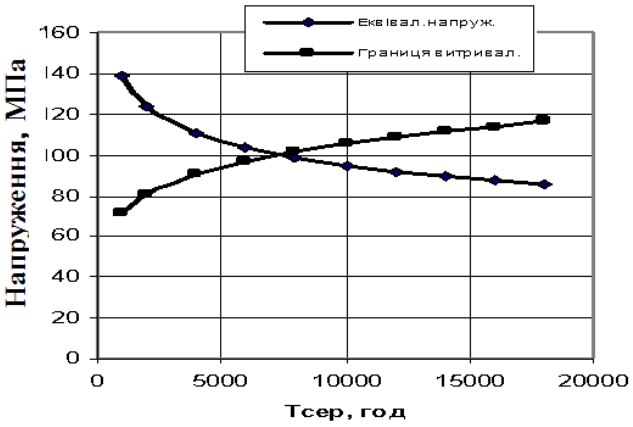


Рис. 6.2. Критеріальні залежності для синтезу основних елементів валів

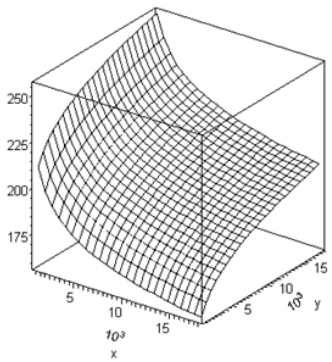


Рис. 6.3. Двокритеріальна оптимізаційна поверхня для синтезу основних елементів валів

Розглянемо визначення складових залежності (6.1).

Еквівалентне напруження у небезпечному перерізі вала визначають за залежністю

$$\sigma_E = \sqrt{\left(\sigma_{ÇÃ} + \sigma_{à}\right)^2 + 4\tau^2}\text{, МПа} \qquad (6.2)$$

де $\sigma_{ЗГ}$ – напруження згину, МПа;

$$\sigma_{ÇÃ} = \frac{\sqrt{(M_r + M_a)^2 + M_t^2}}{W_{ÎÔ}} = \frac{M_{\max}}{W_{ÎÔ}};$$

M_r, M_a, M_t – згинальні моменти відповідно від радіальної сили F_r, осьової F_a та колової F_t;

$$M_r = \frac{F_t tg\alpha_n ab}{\cos\beta(a+b)};\ M_a = \frac{0{,}5F_t d_1 a \cdot tg\beta}{a+b};\ M_t = \frac{F_t ab}{a+b};$$

$$F_t = 2T/d_1;\ T = \frac{30 \cdot 10^6 Pu}{\pi n}\text{, Н·мм;}$$

α_n – кут зачеплення зубчастої передачі в нормальному перерізі, град;

β – кут нахилу зубців коліс передачі, град;

d_1 – ділильний діаметр зубчастого колеса, мм;

a, b - відстані від середини опор валу до його середнього перерізу під зубчастим колесом;

P – потужність електродвигуна, кВт;

n – частота обертання вала, хв.$^{-1}$;

u – передаточне число від електродвигуна до вала, який розраховується (наприклад, якщо обертовий момент передається на ведучий вал від електродвигуна через муфту, то в цьому випадку u = 1; для веденого вала u = u_{12} і т. д., але при багатоступеневому редукторі ведений вал першої передачі буде ведучим для обертового моменту наступної передачі і т. д.);

$W_{OФ}$ – фактичний осьовий момент опору; для суцільного вала $W_{OФ}$ =0,1d^3; для вала зі шпонковим пазом, мм^3

$$W_{îÔ} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b_ø t_1 (d - t_1)^2}{2d};$$

d – діаметр вала, мм;

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}};$$

$[\tau]$ = 35…40 МПа – допустиме напруження кручення, яке спеціально занижено за умови, що на вал діють одночасно крутний та згинальні моменти;

$b_ш$ – ширина шпонкового паза, мм;

t_1 – глибина шпонкового паза, мм;

σ_a – осьові напруження розтягу або стиску, МПа;

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_Ô};$$

$A_Ф$ – фактична площа перерізу вала; без шпонкового пазу $A_Ф = 0{,}25\pi d^2$; зі шпонковим пазом $A_Ф = 0{,}25\pi d^2 - b_Ш t_1$, мм^2;

τ – напруження кручення, МПа;

$$\tau = \frac{T}{W_{РФ}};$$

T – номінальний обертовий момент на валу, Н·мм;

$W_{РФ}$ – фактичний полярний момент опору; для суцільного вала $W_{РФ} \approx 0{,}2d^3$;

для вала, який має шпонковий паз, мм^3

$$W_{РФ} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b_Ш t_1 (d - t_1)^2}{2d}.$$

Для визначення максимального згинального моменту необхідно знати відстані від середини опор валу до його середнього перерізу під зубчастим колесом із ділильним діаметром d_1. Ці відстані a і b в мм залежать від типу редуктора, а саме редуктор може бути одноступеневим, двоступеневим і т.д. Тобто відстані від опор до середнього перерізу під зубчастим колесом залежать від кількості ступенів z_c редуктора [59]. При $z_c = 1$

$$a = b = 0{,}5(l_м + 2\delta + B),$$

де $l_м$ – довжина маточини зубчастого колеса, мм; у випадку, якщо проектується вал-шестерня, то значення $l_м$ повинно дорівнювати ширині зубчастого вінця $b_в$;

δ – зазор від торця колеса до корпусу редуктора, мм

$$\delta = m_n + 8;$$

m_n – модуль нормальний зубчастого колеса, мм;

B – ширина підшипника, мм; значення B для кулькових радіально-упорних однорядних підшипників, які найбільше використовуються для редукторів із зубчастими колесами, що мають кут нахилу зубців β, можна визначити за залежністю

$$B = 0{,}4d_n + 7;$$

d_n – діаметр опори вала під підшипник, мм;

$$d_n = d - 3.$$

Значення d_n заокруглити до цілого числа таким чином, щоб отриманий результат був кратний 5 і d_n повинен бути меншим значення діаметра вала d.

При $z_c = 2$ і більше

$$a = 0{,}5(l_м + \delta + 0{,}5B);$$

$$b = 1{,}8(l_м + \delta + 0{,}5B).$$

Для визначення границі витривалості скористуємося відомими залежностями, на підставі яких отримаємо

$$\sigma_R = \sigma_{-1} = 0{,}45\sigma_{\hat{a}} = 220\ln\sigma_T - 1019\,. \qquad (6.3)$$

Після прийняття критерію оптимізації розглянемо ***основні обмеження***, які повинні забезпечити прийнятий критерій оптимізації і необхідну міцність вала. Для цього скористуємося чинниками 2…7, які впливають на синтез значень конструктивних елементів валів.

Другий чинник впливає на значення допустимих еквівалентних напружень $[\sigma]_E$, за значеннями яких перевіряють статичну міцність вала

$$[\sigma]_E = 0{,}8\ \sigma_т. \qquad (6.4)$$

Третій чинник обумовлює коефіцієнт запасу міцності s в небезпечних перерізах валів при розрахунку вала на *втомну міцність*. Його значення приймаємо за умовою [86]

$$s \geq [s] > 2{,}5. \tag{6.5}$$

Значення коефіцієнту запасу міцності визначають за залежністю [86]

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}, \tag{6.6}$$

де s_σ, s_τ – коефіцієнти запасу міцності відповідно за нормальними та дотичними напруженнями.

Для валів із середньо вуглецевих сталей, які працюють із змінним напрямом передачі навантаження, ці коефіцієнти визначають так [86]

$$s_\sigma = \frac{0{,}45\sigma_{\hat{a}}}{\dfrac{M_{\max} K_\sigma}{0{,}1 d^3 K_d} + \dfrac{4F_t tg\beta(0{,}02 + 2\cdot 10^{-4}\sigma_{\hat{a}})}{\pi d^2}}; \tag{6.7}$$

$$s_\tau = \frac{0{,}25\sigma_{\hat{a}}}{\dfrac{T}{0{,}4 d^3}\left(\dfrac{K_\tau}{K_d} + 0{,}5(0{,}02 + 2\cdot 10^{-4}\sigma_{\hat{a}})\right)}, \tag{6.8}$$

де $\sigma_в$ – границя міцності матеріалу вала, МПа;

$$\sigma_{\hat{a}} = 488 \ln \sigma_T - 2265; \tag{6.9))}$$

$\sigma_т$ – границя текучості матеріалу вала, МПа; K_σ, K_τ – коефіцієнти концентрації напружень; K_d – коефіцієнт, який враховує абсолютний розмір перерізу вала, тобто його діаметр.

Значення коефіцієнтів K_σ, K_τ і K_d можна визначити за залежностями [239, 245]

$$K_{\sigma} = 0,46\left(\frac{d}{d_{\ddot{i}}}\right)^{0,74}\left(\frac{r}{d_n}\right)^{-0,23}\sigma_{\hat{a}}^{0,08}; \qquad (6.10)$$

де r – радіус перехідної галтелі від діаметра d_n до діаметра d, мм; значення r приймають з використанням залежності

$$r = 0,182 d_n^{0,72}; \qquad (6.11)$$

$$K_{\tau} = 0,49\left(\frac{d}{d_{\ddot{i}}}\right)^{0,59}\left(\frac{r}{d_n}\right)^{-0,12}\sigma_{\hat{a}}^{0,08}; \qquad (6.12)$$

$$K_d = 2,97 d^{-0,16}\sigma_{\hat{a}}^{-0,11}. \qquad (6.13)$$

Довгі вали, які розраховані на статичну або втомну міцність, не завжди забезпечують нормальну роботу машини. Під дією навантажень вони в процесі роботи деформуються, тобто прогинаються під дією сил на величину $\boldsymbol{y}$, що призводить до розміщення площини поперечного перерізу під кутом $\boldsymbol{\theta}$. Крім цього, вали під дією обертових моментів можуть закручуватися на деякий кут $\boldsymbol{\varphi}$. Це у свою чергу спричиняє перекоси зубців зубчастих коліс у зачеплені, заклинювання підшипників, зменшення точності високоточних ділильних механізмів при закручуванні валів тощо. Тому розглянемо ***чинники 4…6 як обмеження***, які забезпечують необхідну міцність довгих валів. Для визначення чинників y, θ та φ використовують основні залежності з опору матеріалів.

Умови достатньої *жорсткості валів* в процесі виникнення їх прогину та закручування можна записати так

$$y \le [y]; \quad \theta \le [\theta]; \quad \varphi \le [\varphi], \qquad (6.14)$$

де $[y]$ – допустимий прогин; $[\theta]$ – допустимий кут нахилу перерізів; $[\varphi]$ – допустимий кут закручування вала.

Залежності (6.14) приймаємо за обмеження при розрахунку вала передачі на *жорсткість*. Допустимі значення основних чинників для забезпечення умови жорсткості валів такі: $[y] \approx 0,01 m_n$ – для перерізів валів

під циліндричними зубчастими колесами (m_n – модуль зубчастої передачі); $[\theta] \leq 0{,}01$ рад – для радіальних кулькових підшипників; $[\theta] \leq 0{,}05$ рад – для сферичних кулькових підшипників; $[\varphi] \leq 5...20'$ на один м довжини вала.

Для вала, який знаходиться на двох опорах, y в мм

$$y = \frac{F_t \sqrt{1 + \left(\frac{tg\alpha_n}{\cos\beta} \right)^2} (a+b)^3}{2,4Ed^4}, \qquad (6.15)$$

де $E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності для сталевих виробів.

Кут нахилу θ перерізу вала на опорі в рад

$$\theta = \frac{F_t \sqrt{1 + \left(\frac{tg\alpha_n}{\cos\beta} \right)^2} ab(a+2b)}{0,3Ed^4(a+b)}. \qquad (6.16)$$

Кут φ закручування вала в рад

$$\varphi = \frac{T(a+b)}{0,1Gd^4}, \qquad (6.17)$$

де $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності при зсуві для сталевих виробів.

Отримані значення y, θ і φ перевіряють з допустимими за залежністю (6.14).

Сьомий чинник використовуємо для запобігання поперечних коливань вала. Для цього необхідно, щоб фактична кутова швидкість обертання не попадала в зону резонансу. Відповідно до цієї умови кутова швидкість вала ω повинна знаходитись у межах критичних кутових швидкостей $\omega_{кр}$ [189]

$$0,7\omega_{kp} > \omega > 1,3\omega_{kp}\,. \qquad (6.18)$$

Значення критичної кутової швидкості визначають за залежністю [189]

$$\omega_{kp} = \sqrt{\frac{4,8\cdot 10^5 d^4}{M(a+b)^3}}\text{, рад/с} \qquad (6.19)$$

де M – маса зубчастого колеса, яке насаджено на вал, кг; у випадку розрахунку веденого вала при z_c = 2 і більше в залежність (6.19) необхідно підставляти масу двох коліс, які, наприклад, насаджені на другий (ведений) вал, тобто $M = M_{2.1} + M_{2.2}$.

6.3. Математична постановка задачі оптимізації

Експлуатаційна надійність зубчастої передачі буде повністю забезпечена в тому випадку, коли різниця між фактичним середнім терміном служби $T_{сер}$, який визначено за залежністю (6.1) і заданим технічною характеристикою приводу строком служби передачі h буде дорівнювати нулю. Безумовно цього досягнути неможливо, але цю різницю можна наблизити до мінімального значення за рахунок оптимізації конструктивних параметрів з певною імовірністю p. Тоді критерій оптимізації можна представити у вигляді

$$0 \le \left|Ò_{ñåð} - h\right| \le B_â\,,$$

де $B_в = (0,05\ldots0,1)|T_{сер} - h|$.

Для розроблення ***математичної моделі*** скористуємося рекомендаціями роботи [115]. В цьому випадку *математична модель оптимізації та синтезу* конструктивних елементів вала може бути представлена так [20, 46, 79]:

функція мети

$$[\sigma] - \sigma_{E\max i} \Rightarrow \min ; \qquad (6.21)$$

за критерієм

$$0 \le \left| Ò_{ñåð.^3} - h \right| \le B_â ; \qquad (6.22)$$

за обмежень

$$\left.\begin{array}{c} a_1 \le \sigma_{Ti} \le b_1 ; \\ s_i \ge 1,5 ; \\ y_i \le [y] ; \\ \theta_i \le [\theta] ; \\ \varphi_i \le [\varphi] ; \\ 0,7\omega_{êð.i} > \omega > 1,3\omega_{êð.i} ; \\ p_i \ge [p] , \end{array}\right\} \qquad (6.23)$$

де $[\sigma]$ – допустиме значення напружень, МПа;

$\sigma_{E\max i}$ – максимальне значення дійсних еквівалентних напружень, МПа;

$T_{сер.i}$ – середній термін служби вала, год;

h – встановлений строк служби передачі, год;

σ_{Ti} – границя текучості матеріалу вала, МПа;

s_i – коефіцієнт запасу міцності в небезпечних перерізах вала;

y_i – дійсний прогин вала, мм;

θ_i – дійсний кут нахилу перерізів вала, рад;

φ_i – дійсний кут закручування вала, рад;

ω – кутова швидкість обертання вала, рад/с; $\omega_{кр.i}$ – значення критичної кутової швидкості обертання вала, рад/с;

a_1 – мінімальне значення границі витривалості, МПа;

b_1 – максимальне значення границі витривалості, МПа;

p_i – фактичне значення імовірності попадання досліджуваного параметра в область допустимих розв'язків;

$$p_i = \frac{k_i}{N_i}; \tag{6.24}$$

k_i – кількість циклів попадання досліджуваного параметра в область допустимих розв'язків; N_i – загальна кількість випробувань для отримання оптимального результату; $[p]$ – допустиме значення імовірності для отримання оптимальних конструктивних параметрів вала, який проектується (максимальне значення $[p]$ може приймати в межах 0,9…0,95).

Умову ***статичної міцності*** валів приймають у вигляді [86]

$$\sigma_{E\max} = \sigma_E K_{\ddot{I}} \le [\sigma], \tag{6.25}$$

де K_{Π} – коефіцієнт, який враховує короткочасні перевантаження.

Для синтезу оптимальних значень конструктивних параметрів вала скористуємося алгоритмічною формою представлення математичної моделі оптимізації (6.21) – (6.23) з використанням для її розв'язку метода Монте-Карло. В цьому випадку область допустимих розв'язків, яка визначається обмеженнями (6.23) на змінні параметри та критерієм оптимізації (6.22), оточуємо m-мірним паралелепіпедом. За допомогою спеціальної програми комп'ютера утворюємо послідовність псевдовипадкових чисел μ_i в інтервалі [0, 1]. Для перетворення псевдовипадкових чисел до значень параметрів, які оточені m-мірним паралелепіпедом, використовуємо залежність

$$\sigma_{\text{т}i} = a_1 + \mu_i (b_1 - a_1), \tag{6.26}$$

де $\sigma_{\text{т}i}$ – значення границі текучості на i-му циклі розв'язання задачі; μ_i – псевдовипадкове число на цьому циклі; a_1, b_1 – відповідно мінімальне та максимальне значення $\sigma_{\text{т}}$.

6.4. Алгоритмічна модель синтезу конструктивних елементів валів

Алгоритмічна форма представлення математичної моделі оптимізації та синтезу конструктивних параметрів вала, тобто так звана імітаційна оптимізаційна модель, зображена на рис. 6.4…6.8, яка включає до свого складу 39 блоків [20]. На рис. 6.4 зображена блок-схема алгоритму, яка включає п'ять блоків.

Після введення вхідних даних в блок 1 виконується занулювання циклів роботи системи в блоці 2. В блоці 3 починається розрахунок вала на ***статичну міцність***, а саме визначається обертовий момент для вала, який розглядають, а в 4 блоці розраховується діаметр вала в небезпечному перерізі. В блоці 5 попередньо визначається діаметр шийки вала під підшипники.

Продовження розрахунків, які пов'язані з уточненням діаметра вала під підшипники наведено в блоках 6…7 (рис. 6.5). В 8 блоці визначається тип редуктора, тобто встановлюється кількість його ступенів, а в блоках 9 і 10 визначаються відповідно до типу редуктора відстані від опор вала до небезпечних перерізів. В 11 блоці розраховується колова сила F_t відповідно до обертового моменту на валу.

Видача псевдовипадкових чисел виконується в блоці 12, а в блоці 13 на підставі цих чисел визначається $\sigma_{\text{т}i}$ з використанням залежності (6.26). Блок 14 призначається для визначення значень допустимих еквівалентних напружень, які забезпечують міцність вала від дії згинальних і крутних моментів.

Визначення згинальних моментів та відповідних напружень, які діють в процесі роботи вала, визначаються в блоках 15…24 (рис. 6.6). В блоці 15

визначається радіус галтелі, що впливає на концентрацію напружень при переході від діаметра вала під підшипник до діаметра вала в небезпечному перерізі. В блоках 16…21 визначаються границя міцності матеріалу вала, згинальні і крутний моменти, максимально діючий момент та відповідні напруження, в тому числі і максимальне еквівалентне напруження.

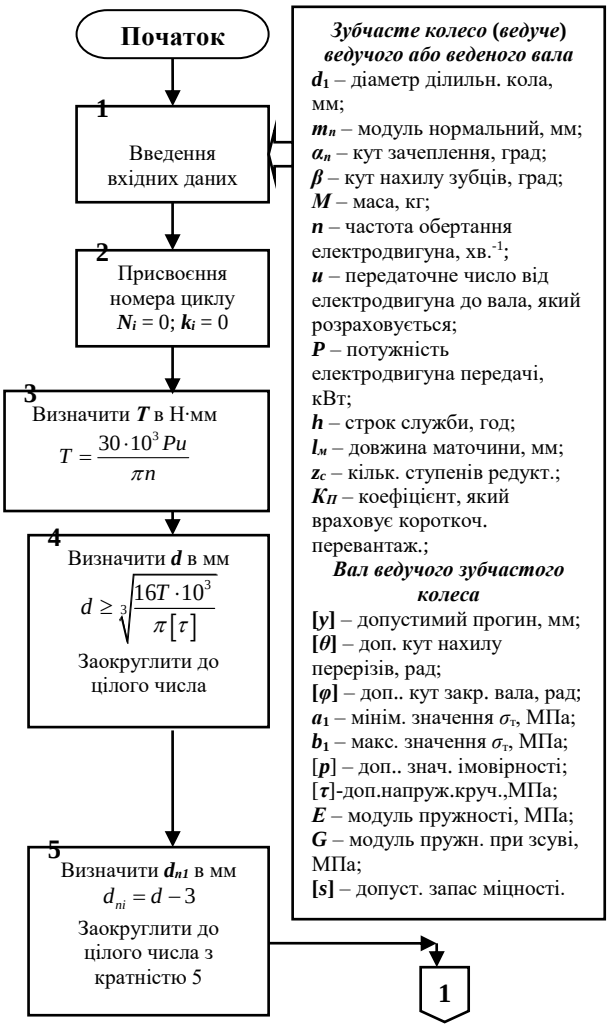


Рис. 6.4. Блок-схема алгоритму для введення вхідних даних, визначення діаметра вала та діаметра вала під підшипники

Перевірка максимально діючих еквівалентних напружень з допустимими виконується в блоці 22. У випадку, коли максимально діючі еквівалентні напруження більше допустимих процес розрахунку повторюється з блока 12. Цей процес повторюється до тих пір поки буде виконуватися умова за залежністю (6.25). Тільки після цього починає

працювати блок 23, в якому присвоюється номер циклу для визначення ***втомної міцності*** вала. В блоці 24 визначається границя витривалості матеріалу вала.

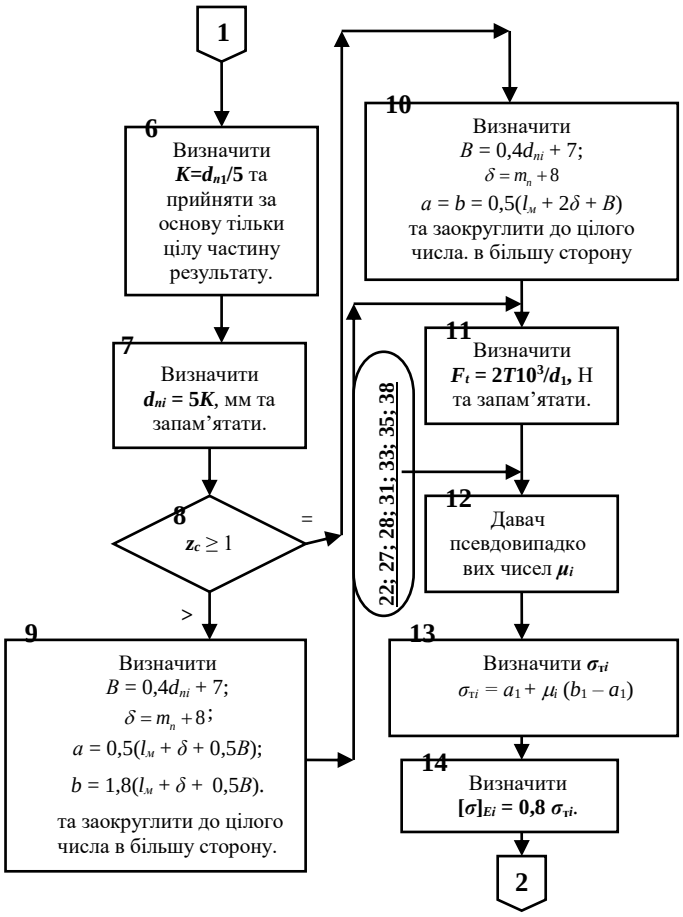


Рис. 6.5. Блок-схема алгоритму для уточнення діаметра вала під підшипники, визначення типу редуктора, кінематично-силових чинників передачі та генерації псевдовипадкових чисел

Визначення терміну служби вала, критерія оптимізації, запасу міцності вала та чинників його жорсткості і вібростійкості наведено на рис. 6.7. В блоці 25 визначається розрахунковий середній термін служби вала, а в блоці 26 визначається критерій оптимізації. Блок 28 призначається для порівняння критерія оптимізації на відповідному циклі з критерієм, який визначався на попередньому циклі, але на першому циклі отримане значення критерія не можливо порівняти внаслідок відсутності значення попереднього циклу. Тому блок 27 при наявності тільки першого циклу процес розрахунку

відправляє до блоку 12. За допомогою блоків 29 і 30 визначається розрахунковий коефіцієнт запасу міцності за витривалістю вала, а в блоці 31 виконується його перевірка з допустимим значенням. Після цього в блоці 32 починається розрахунок вала на ***жорсткість***.

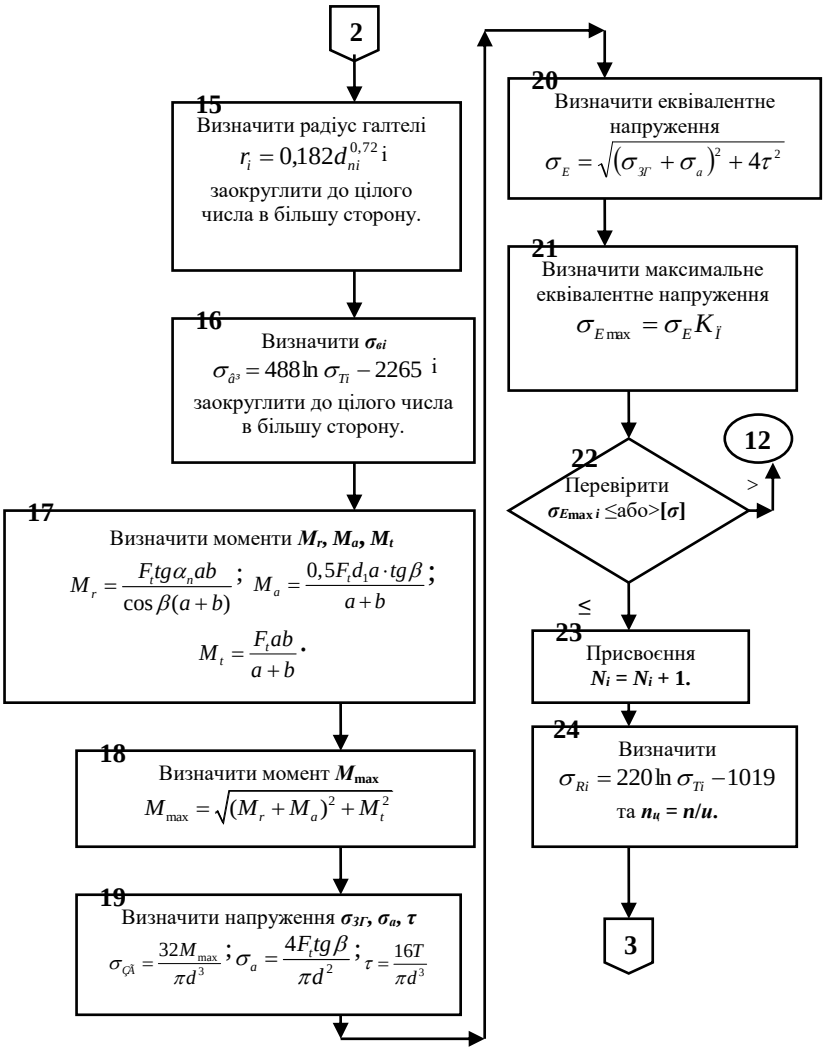


Рис. 6.6. Блок-схема алгоритму визначення згинальних моментів і напружень

В блоках 33…39 закінчується визначення конструктивних елементів вала і виконується їх роздрук (рис. 6.8). В блоці 33 виконується перевірка показників жорсткості з допустимими значеннями.

Розрахунок вала для запобігання ***поперечних коливань*** виконується в блоках 34 і 35. У випадку їх запобігання в роботу включається 36 37 блоки, які дозволяють визначити загальну кількість циклів, що забезпечують

оптимальні значення конструктивних параметрів вала та імовірність попадання досліджуваного параметра в область допустимих розв’язків.

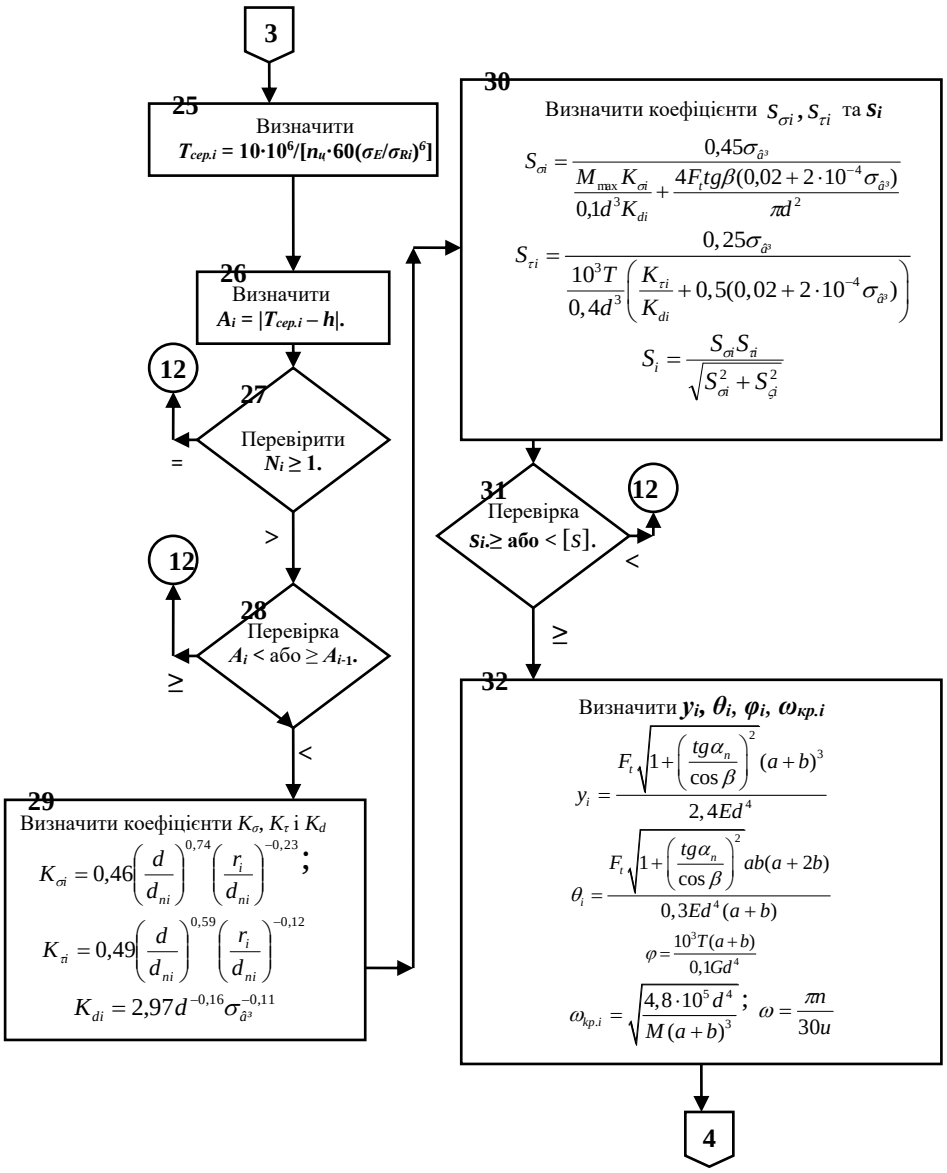


Рис. 6.7. Блок-схема алгоритму визначення терміну служби вала, критерія оптимізації, запасу міцності вала та чинників його жорсткості і вібростійкості

В блоці 38 порівнюється поточна імовірність з допустимим значенням. Блок 39 виконує роздрук отриманих результатів оптимізації.

Для реалізації оптимізаційної моделі визначення конструктивних параметрів вала був розроблений для ПЕОМ пакет прикладних програм в системі C# для роботи в середовищі Windows XP.

Пакет прикладних програм «Вал» для синтезу всіх основних конструктивних елементів валів зубчастої передачі був розроблений на підставі блок-схеми алгоритму, який зображено на рис. 6.4 – 6.8 (додаток Д) [55].

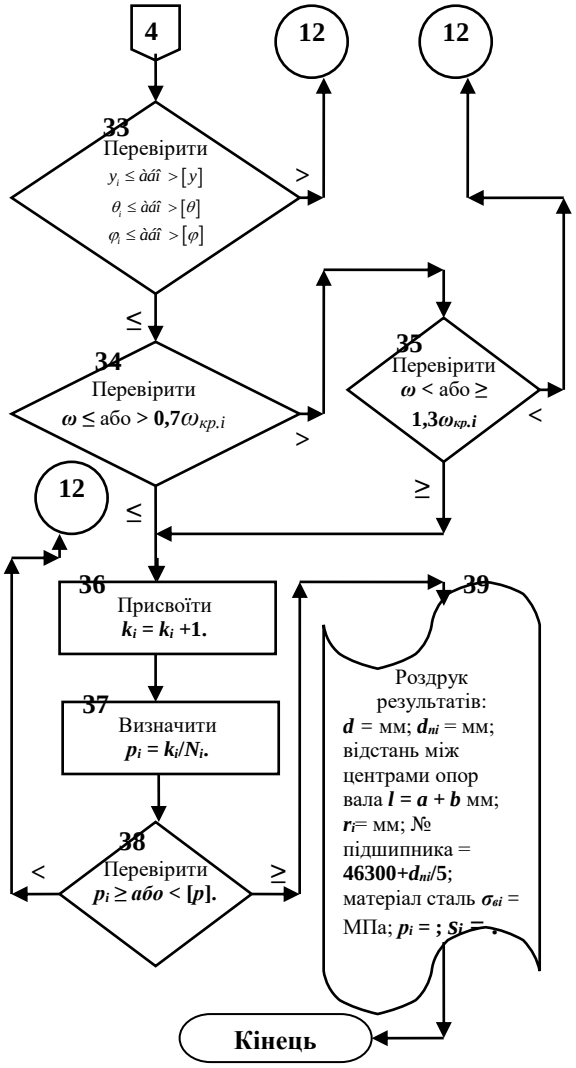


Рис. 6.8. Блок-схема алгоритму визначення конструктивних елементів вала та їх роздрук (закінчення)

Оптимізація визначення конструктивних параметрів вала виконується згідно з послідовністю, яка зображена на блок-схемах алгоритму (рис. 6.4-6.8), на ПЕОМ. Час роботи ПЕОМ становив 5…7 с для 5 тисяч випробувань (N_i = 5000 циклів).

6.5. Приклад синтезу конструктивних елементів валів та порівняльний аналіз з існуючими конструкціями

Для ***прикладу*** розглянемо визначення конструктивних параметрів проміжного вала двоступеневого редуктора: P = 27 кВт; n = 1450 хв$^{-1}$; u = 4; d_1 = 78 мм; m_n = 3 мм; β = 14°; $l_м$ = 62 мм; α_n = 20°; $K_П$ = 2,2; [τ] = 25 МПа; [y] = 0,03 мм; [θ] = 0,01 рад; [φ] = 0,009 рад; a_1 = 294 МПа; b_1 = 786 МПа; h = 20500 год; [p] = 0,95.

Після введення вхідних даних був отриманий результат (рис. 6.9).

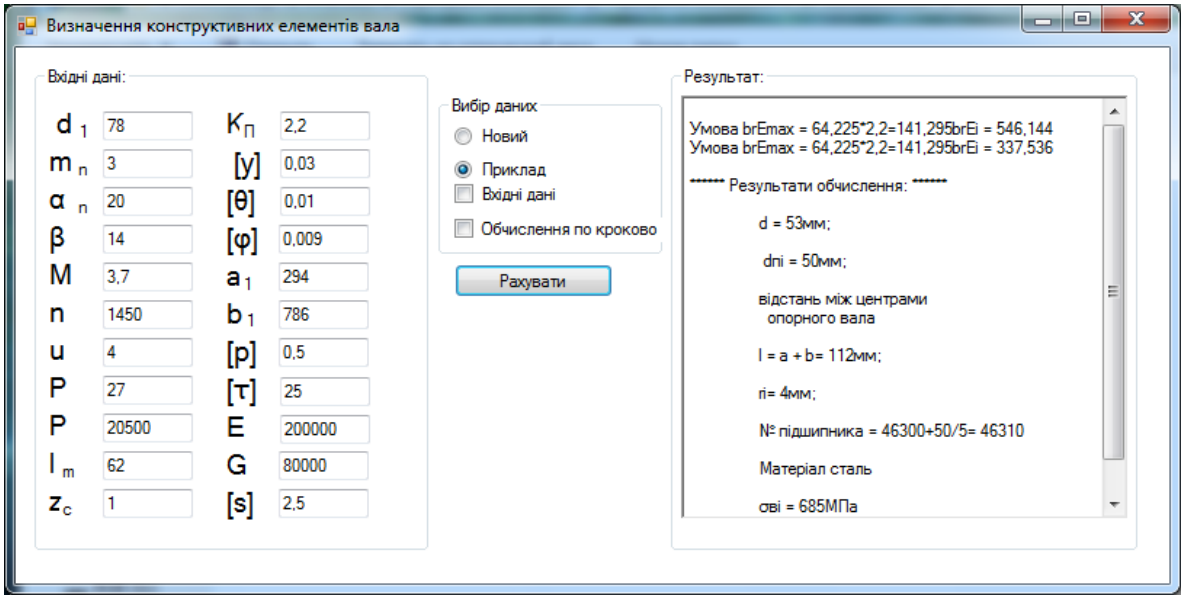


Рис. 6.9. Загальний вигляд робочого вікна програми «Вал» для визначення конструктивних елементів валів зубчастої передачі

Результат розрахунку: d = 42 мм; d_{ni} = 40 мм; l = 188 мм; r_i = 1 мм; підшипник 46308; матеріал сталь $\sigma_{вi}$ = 600 МПа; p_i = 0,96; s_i = 2.

Отриманий результат прикладу перевірявся звичайним розрахунковим методом та експериментальним шляхом на стенді із замкненим силовим потоком. Отримані результати показали, що розроблений метод повністю адекватний розрахунковим і експериментальним результатам. Загальна відносна похибка не перевищує 5…7%.

6.6. Висновки

1. Розроблено метод синтезу конструктивних елементів валів циліндричної зубчастої передачі з використанням оптимізаційних математичних моделей, який дозволяє у декілька разів скоротити цикл конструкторської підготовки виробництва.

2. Для реалізації методу синтезу конструктивних елементів, в процесі розв’язування оптимізаційних математичних моделей на ПЕОМ, використано метод Монте-Карло, що значно спрощує процес оптимізації за рахунок використання псевдовипадкових чисел.

3. Розроблена оптимізаційна математична модель дає змогу при розроблені конструкції вала забезпечити його необхідну міцність на згин, втомну міцність, і жорсткість із запобіганням поперечних коливань, а також експлуатаційну надійність з одночасним вибором матеріалу вала.

4. Виконана робота для багатопараметричного синтезу конструктивних чинників основних складових елементів валів циліндричної зубчастої передачі потребує подальшого удосконалення з метою поєднання її з існуючими системами комп’ютерного проектування.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі, яка є завершеним науковим дослідженням, наведені результати розв’язування актуальної наукової проблеми з розробленням наукових основ багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів, який забезпечує високу ефективність пошуку раціональних конструктивно-технологічних параметрів деталей в процесі оптимального проектування з використанням інформаційних технологій і з урахуванням особливостей виготовлення та їх надійності при експлуатації.

1. Результати аналізу літературних джерел показали, що на сучасному етапі методики розрахунку і проектування складових елементів циліндричних редукторів, головним чином побудовані на суб’єктивних підходах конструктора та забезпеченні міцності з використанням довідкової літератури. Виключення складають лише зубчасті передачі, розрахунок яких на міцність виконують згідно із ГОСТ 21354 – 87. Отже, багатопараметрична оптимізація конструктивних елементів циліндричних редукторів практично не розглядалася. Крім цього, не розглядалися питання її структурної оптимізації.

Також не розглядалися питання надійності зубчастих передач та інших складових елементів редукторів. Наведені методики визначення оптимального часу напрацювання на відмову стосуються лише машинобудівних конструкцій загального машинобудування, а методи математичного моделювання надійності зубчастих передач циліндричних редукторів і заходи для її підвищення не досліджувалися взагалі.

2. Вперше розроблена математична модель динамічних процесів циліндричних зубчастих передачах редукторів для дослідження якості виготовлення бокових робочих поверхонь зубців коліс, яка дає можливість

визначати її вплив на зміну внутрішніх динамічних навантажень. Вперше отримано залежність для визначення коефіцієнту від дії внутрішніх динамічних навантажень, обумовлених технологією зубофрезерування черв'ячними фрезами. Встановлено вплив тертя профілів зубців в зачеплені циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань. Доведено, що коливання, які є перпендикулярними до напряму ковзання робочих поверхонь зубців коліс, демпфуються тертям за законом в'язкого опору, а тертя робочих поверхонь зубців коліс в напрямку заданого руху не тільки не демпфує коливання, але й підсилює ефект дії зовнішніх змушувальних сил. Отже для зменшення впливу зовнішніх змушувальних сил, які спрямовані вздовж ковзання робочих профілів, необхідно зменшувати шорсткість робочих поверхонь зубців до R_a = 1,25…0,63 мкм.

3. Розроблено методологію прогнозування надійності циліндричних редукторів з використанням методу статистичного моделювання. Встановлено, що найбільш оптимальним проміжком часу безперервної роботи редуктора без виконання технічного обслуговування є час t = 720 год, який забезпечує імовірність безвідмовної роботи редуктора в межах 0,98…0,99. Модифікація корпусу редуктора з метою підвищення надійності редуктора дала можливість збільшити його середнє напрацювання на відмову T_B в 1,3 рази.

Зменшення кута нахилу зубців косозубих коліс редуктора до 10º збільшує напрацювання T_B підшипників на відмову на 68,5%. Встановлено, що з метою підвищення надійності зубчастої передачі необхідно приймати більші значення коефіцієнта ширини зубчастого вінця ψ_{ba} з рекомендованих меж його зміни. Наприклад, при збільшені ψ_{ba} від 0,2 до 0,4 зменшується кількість циклів навантажень, яка необхідна для припрацювання зубців у полюсі зачеплення в 1,44 рази без зміни кількості циклів навантажень у

вершини зуба, а також зменшується значення еквівалентного коефіцієнта концентрації навантаження $K_{H\beta e}$ на 3%.

4. Вперше розроблено оптимізаційну математичну модель для синтезу конструктивних параметрів корпусів одноступеневого і двоступеневого циліндричних редукторів. Встановлено, що при розробленні корпусів редукторів шляхом оптимізації їх конструктивних розмірів є можливість зекономити матеріал на одному корпусі до 10,2%.

5. Удосконалено метод пошуку раціональних конструктивних параметрів циліндричних зубчастих передач. Встановлено, що використання методу багатопараметричного синтезу конструктивних параметрів дає можливість зменшити витрати матеріалу на виготовлення передачі на 16,5% при забезпечені необхідної міцності та надійності. Вперше запропоновано залежність для визначення кута нахилу зубців коліс передачі в залежності від допустимого рівня шуму згідно із санітарними нормами СН 2.2.4/2.1.8.562-96, що дозволило не перевищувати його значення в межах 50…85 дБА.

6. Побудовано оптимізаційну математичну модель синтезу параметрів вала редуктора з урахуванням його конструктивних особливостей та напружено-деформованого стану. Для розроблення конструкції вала використовувався метод багатопараметричного синтезу, тобто оптимізаційна математична модель, яка дає можливість забезпечити необхідну міцність на згин, втомну міцність, і жорсткість вала із запобіганням поперечних коливань, а також його експлуатаційну надійність з одночасним вибором матеріалу.

7. Здійснено структурну оптимізацію циліндричного редуктора з урахуванням вибору конструктивних параметрів за схемами компоновки корпусів двоступінчастих редукторів, з виконанням перевірки ведучого вала швидкохідної ступені на деформацію прогину, величина якого не повинна перевищувати $0{,}01m_n$.

8. Для реалізації методу багатопараметричного синтезу конструктивних чинників циліндричних редукторів був розроблений інженерний метод із застосуванням інформаційних систем на основі дискретного програмування «Корпус», «Зубчаста передача», «Вал». Пакети прикладних програм розроблені на мові C# для роботи в середовищі Windows XP.

9. Результати експериментальних досліджень на випробувальному стенді із замкненим силовим потоком дозволили отримати математичну нелінійну модель для визначення залежності амплітуди від часу коливання та отримати першу гармоніку, за допомогою якої визначено гармоніку коливання зубчастої передачі і в тому числі гармоніку коливання робочого профілю зуба колеса, що впливає на плавність роботи передачі. Результати експериментальних досліджень дозволили отримати спрощену залежність для визначення коефіцієнтів, які враховують динамічні процеси в процесі роботи зубчастих передач і підтвердили результати теоретичних досліджень, що пов’язані з похибкою передаточного числа зубчастої передачі, яка обумовлена процесом зубонарізання коліс черв’ячними фрезами. Максимальні значення відносних похибок коливалися в межах 9…10,1%.

10. Розроблені методи багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів впроваджено на ВАТ «Український інститут автобусо-тролейбусобудування» (м. Львів), синтез конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням коливань та надійності з комплектом комп’ютерних програм – на ПрАТ «Калинінський машинобудівний завод» (м. Калинівка, Вінницька область). Крім цього, результати наукових досліджень стосовно багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів на ТОВ РМЗ «Обрій» (м. Тернопіль). Також результати дисертаційного дослідження впроваджено в навчальний процес Національного університету «Львівська політехніка» на

кафедрі «Технічна механіка та динаміка машин» під час виконання курсових проектів та Львівського державного університету безпеки життєдіяльності при формуванні дисциплін «Прикладна механіка», «Методологія та організація наукових досліджень» та «Основи теорії надійності і техногенний ризик». Розроблені в дисертаційній роботі методи і рекомендації після повного впровадження у машинобудівну промисловість України дозволять отримати економічний ефект в сумі 17,5 млн грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамов Б.М. Колебания прямозубых зубчатых колес. / Б.М. Абрамов. – Харьков: Изд-ство Харьк. ун-та, 1968. – 176 с.

2. Абрамов В.Т. Методика оптимизации многоступенчатого планетарного механизма по критерию массы / В.Т. Абрамов, А.Н. Гетя, В.А. Матусевич // Вісник Національного технічного університету "ХПИ". – 2009. – Вип. 29. – С. 45–52.

3. Абрамов В.Т. Синтез многоступенчатых планетарных механизмов с минимальным мертвым ходом/ В.А. Матусевич, В.Н. Павленко, А.В. Шехов// Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. - 2010. - Вып. 2. – С. 68–75.

4. АВ металл Групп – Металлоторговые компании. - [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://catalog.metalika.ua/metal.../av-metall-grupp-ooo-dep.

5. Айрапетов Э.Л. Податливость прямозубого зубчатого зацепления. // Виброакустическая активность механизмов с зубчатыми передачами. / Э.Л. Айрапетов, М.Д. Генкик, Д.И. Колин. − М.: Наука, 1971. – 544 с.

6. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. / В.И. Анурьев. – Том 3. - М.: Машиностроение, 1980. – 559 с.

7. Ахумов А.В. Справочник нормировщика. / А.В. Ахумов, Б.М. Генкин, Н.Ю. Иванов и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 458 с.

8. Бабичев Д.Т. О синтезе переходной кривой во впадине цилиндрических зубчатых колес и червяков / Д.Т Бабичев., А.В. Кривошея, М.Г. Сторчак, В.А. Голованев А.Ю. Тайсин //Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Проблеми механічного приводу. - 2013. - № 41. - С. 7-14.

9. Бабичев Д.Т. Синтез современных цилиндрических прямозубых эвольвентных передач в курсе "Прикладная механика" / Д.Т. Бабичев, А.И. Смовж, А.В. Кривошея // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр.

Темат. вып. : Проблемы механического привода. – Харьков : НТУ "ХПИ". – 2015. – № 35 (1144). – С. 10-19.

10. Базовский И. Надежность, теорія и практика. / И. Базовский. - М.: Мир, 1965. – 373 с.

11. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс: Пер. с англ. / Б. Банди. – М.:Радио и связь, 1988. -128 с.

12. Бармина Н.А. Структурный и параметрический синтез двухступенчатых редукторов со спироидной и цилиндрической передачами. / Дис... канд. техн наук, Ижевск, 2002. - 185 с.

13. Боднар М.Ф. Оцінка впливу і оптимізація потужності двигуна та передатного числа головної передачі автобусів для типових умов руху/ М.Ф. Боднар, Ю.Л. Крайник //Наукові нотатки. - 2012. - Вип. 36. - С. 36-40.

14. Болюх В.Ф. Синтез параметров индукционно-динамического двигателя / В.Ф Болюх., С.В. Олексенко //Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Темат. вип. : Проблеми удосконалення електричних машин і апаратів. - 2013. - № 15. - С. 93-104.

15. Бондаренко О.В. Оптимізація співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривальних коробок передач. / Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Нац. техн. ун-т «Харк. політехн. ін-т», 2013. - 20 с.

16. Бринкис Ю.Р. Статистический аналіз параметров механических систем при налички периодической составляющей. / Ю.Р. Бринкис, Б.А. Гутман. // Точность и надежность механических систем. - № 2, Рига, 1975. – С. 30-40.

17. Бугов А.У. Фланцевые соединения. Расчет и проектирование. / А.У. Бугов. – Л.: Машиностроение, 1975. – 192 с.

18. Бусленко Н.П. Моделирование сложных систем. / Н.П. Бусленко. - М.: Наука, 1969. – 576 с.

19. Вартість циліндричних редукторів. – [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://globalprom.com.ua.

20. Васильева Е. Э. Оптимизация конструктивных элементов валов редукторов приводов шахтных скребковых конвейеров / Е.Э. Васильева, И.В. Кузьо // ISSN 2071-2227, Науковий вісник НГУ, 2014, №3. – С.37-45.

21. Васильєва О. Е. Багатопараметричний синтез конструктивних елементів корпусів циліндричних редукторів / О.Е. Васильєва // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ ХПІ, 2009. – №26. – С. 38-44.

22. Васильєва О. Е. Вплив конструкції редуктора на його надійність і можливість модифікації конструктивних елементів / О.Е. Васильєва // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні : вісник НУ «Львівська політехніка». — Львів, 2009. − № 643. – С. 117-125.

23. Васильєва О. Е. Залежність коефіцієнту тертя між зубцями коліс передачі від ударних навантажень при перехідних процесах / О.Е. Васильєва, І.В. Кузьо // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні і приладобудуванні : Вісник ДУ « Львівська політехніка ». – Львів , 2003. – Вип. 427. – С. 71-79.

24. Васильєва О. Е. Прогнозування надійності редукторів тягачів з використанням методу статистичного моделювання / О.Е. Васильєва // Пожежна безпека: Зб. наук. праць. − Львів , 2008. − №13. – С. 134-139. (137)

25. Васильєва О.Е. Аналіз сучасних методів прогнозування надійності пожежних автомобілів з метою удосконалення процесу їх технічного обслуговування./ О.Е. Васильєва, В.В. Палканинець. // Науковий вісник Національного лісотехнічного університету. – Львів: НЛТУ України, 2013. – Вип. № 23.15. – С. 119-126.

26. Васильєва О.Е. Багатопараметричний синтез основних елементів конструкцій зубчастих коліс циліндричних редукторів. 12-й Міжнародний

симпозіум інженерів-механіків. Львів: НУ «Львівська політехніка», 2015. – С. 64-65.

27. Васильєва О.Е. Визначення власних і вимушених частот коливань циліндричних зубчастих передач / О.Е. Васильєва, Е.М. Гуліда // Науковий вісник Харківського Національного технічного університету «Проблеми механічного привода». – Харків: НТУ «ХПІ», 2010. – Вип.№27. – С. 38-44.

28. Васильєва О.Е. Визначення розмірів конструктивних елементів корпусів редукторів приводів підйомно-транспортного устаткування в залежності від їх напружено-деформованого стану. О.Е. Васильєва. // Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка». – № 4. – Одеса: НПУ, 2013. – С. 143-152.

29. Васильєва О.Е. Вплив динамічних навантажень зубчастих передач на їх межу витривалості / О.Е. Васильєва, І.В. Кузьо // 5-ий Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2002. – С.77-78.

30. Васильєва О.Е. Вплив динамічних навантажень на коефіцієнт тертя між зубцями коліс приводів передач пожежного устаткування при пусках, зупинках, перемиканнях / О.Е. Васильєва, Д.С. Борисов // Зб. наук. праць «Пожежна безпека». – Львів: ЛДУ БЖД, 2004. – №5. – С. 56-60.

31. Васильєва О.Е. Вплив зовнішніх динамічних навантажень на зносостійкість зубчастих передач пожежного устаткування з урахуванням їх питомої кількості / О.Е. Васильєва // Науковий потенціал світу — 2004: Тези доповідей міжнар. наук.- тех. конф. — Дніпропетровськ , 2005. – С. 186-191.

32. Васильєва О.Е. Вплив зовнішніх динамічних навантажень на зношування зубців коліс передачі в процесі експлуатації пожежного устаткування / О.Е. Васильєва // Зб. наук. праць ЛІПБ «Пожежна безпека». – Львів: ЛІПБ, 2002. − №2. − С. 133-135.

33. Васильєва О.Е. Вплив зовнішніх динамічних навантажень на міцність зубчастих передач редукторів пожежного устаткування / О.Е.

Васильєва // Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми якості та довговічності зубчастих передач редукторів,їх деталей та вузлів». – Харків: НТУ «ХПІ», 2003. – Вип.№ 20.– С. 123-132.

34. Васильєва О.Е. Вплив похибки профілю і шорсткості робочої поверхні зубця колеса після зубофрезерування червячною фрезою та обертового моменту на амплітуду коливання зубчастої передачі / О.Е. Васильєва // 10-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2011. – С. 217-219.

35. Васильєва О.Е. Вплив тертя профілів зубців в зачепленні циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань / О.Е. Васильєва, Е.М. Гуліда. // Науковий вісник Севастопольського Національного технічного. Університету «Динаміка, надійність і довговічність механічних і біомеханічних систем та елементів їх конструкцій». – Севастополь: СевНТУ, 2008. – Вип.№ 18. – С. 122-132.

36. Васильєва О.Е. Вплив тертя профілів зубців в зачепленні циліндричної зубчастої передачі на демпфування вимушених коливань / О. Е. Васильєва // Міжнародна науково-технічна конференція «Динаміка, надійність і довговічність механізмів, конструкцій та біомеханічних систем та елементів їх конструкцій». – Севастополь: СевНТУ, 2008. – С. 116-122.

37. Васильєва О.Е. Динамічна та математична моделі для циліндричних зубчастих передач з урахуванням дії навантажень. / О.Е. Васильєва // Надійність і довговічність механізмів, конструкцій та біомеханічних систем та елементів їх конструкцій // Науковий вісник Севастопольського Національного технічного. університету. – Севастополь: СевНТУ, 2010. – Вип. № 20. – С. 19-27.

38. Васильєва О.Е. Динамічна та математична моделі для циліндричних зубчастих передач з урахуванням дії навантажень / О.Е. Васильєва // Міжнародна науково-технічна конференція «Надійність і довговічність механізмів, конструкцій та біомеханічних систем та елементів

їх конструкцій»: Науковий вісник Севастопольського Національного технічного. університету. – Севастополь: СевНТУ, 2010. – Вип. № 20. – С. 19-27.

39. Васильєва О.Е. Динамічні навантаження зубчастих передач приводів пожежного устаткування / О.Е. Васильєва // Зб. наук. праць ЛДУ БЖД «Пожежна безпека». – Львів: ЛДУ БЖД, 2004. – №4. – С. 102-107.

40. Васильєва О.Е. Експериментальне дослідження впливу зовнішніх динамічних навантажень на зношування зубців зубчастих передач пожежного устаткування / О.Е. Васильєва, Е.М. Гуліда // Наук. вісник УкрНДІПБ. − Львів, 2003. − №1(7). − С. 112-117.

41. Васильєва О.Е. Забезпечення міцності та зносостійкості циліндричних зубчастих передач редукторів загального призначення з урахуванням дії зовнішніх динамічних навантажень. / О.Е. Васильєва. // Автор…. дис. канд. техн. наук. – Львів. НУ «Львівська політехніка», 2002.

42. Васильєва О.Е. Математична модель синтезу циліндричних зубчастих передач редукторів з урахуванням їх коливань під дією динамічних навантажень / О.Е. Васильєва // Вісник Севаст. Нац. тех. універ. — Севастополь , 2007. − №18. − С. 163-171.

43. Васильєва О.Е. Оптимізаційна математична модель синтезу конструктивних елементів циліндричних зубчастих передач / О.Е. Васильєва // Надійність і довговічність механізмів, конструкцій та біомеханічних систем. - Севастополь., 2007. - С. 71-77.

44. Васильєва О.Е. Оптимізаційна програма вибору параметрів зубчастих передач коробки відбору потужності автоцистерни АЦ-40(130)63Б / О.Е. Васильєва, О.В. Придатко, О.В. Хлевной. // Пожежна безпека: Зб. наук. праць. − Львів, 2009. - №8. – С. 72-76.

45. Васильєва О.Е. Оптимізація вибору конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастих передач пожежного устаткування / О.Е.

Васильєва, Д.С. Борисов // Зб. наук. праць ЛДУ БЖД «Пожежна безпека». − Львів: ЛДУ БЖД, 2003. − №3. − С. 60-66.

46. Васильєва О.Е. Оптимізація елементів зубчастих передач редукторів. / О.Е. Васильєва // 8-й Міжнародний симпозіум українських інженерів - механіків. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2007. – С. 126-128.

47. Васильєва О.Е. Оптимізація конструктивних елементів циліндричних зубчастих передач коробок відбору потужності пожежних автомобілів в процесі їх проектування / О.Е. Васильєва, С.П. Назарчук. // Збірник наукових праць Черкаської академії пожежної безпеки ім. Героїв Чорнобиля. – Черкаси: ЧАПБ ім. Героїв Чорнобиля, 2007. − С. 431-433.

48. Васильєва О.Е. Оптимізація конструктивних елементів циліндричних зубчастих передач коробок відбору потужності пожежних автомобілів в процесі їх проектування / О.Е. Васильєва, С.П. Назарчук // 3-я Міжнародна науково-практична конференція «Пожежна безпека-2007» Черкаської академії пожежної безпеки ім. Героїв Чорнобиля. – Черкаси: ЧАПБ ім. Героїв Чорнобиля, 2007. – С. 431-433.

49. Васильєва О.Е. Патент на корисну модель №68094 «Стенд із замкненим силовим потоком для випробування редукторів» / О.Е. Васильєва – винахідник та власник патенту // Дата реєстрації 12.03.2012. – К.: ДСІВ України.

50. Васильєва О.Е. Похибка передаточного числа зубчастої передачі, яка зумовлена процесом зубонарізання коліс черв’ячними фрезами. / О.Е. Васильєва. // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні: Вісник НУ «Львівська політехніка». – Львів, 2009. – № 642. – С. 25-31.

51. Васильєва О.Е. Прогнозування надійності зубчастих передач редукторів / О.Е. Васильєва, І.В. Кузьо // Вісник національного технічного

університету «ХПІ», тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. Вип. №25. – С. 47-53.

52. Васильєва О.Е. Прогнозування надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання / О.Е. Васильєва // Вісник НТУ «ХПІ». — Харків, 2009. − №29. – С. 26-31.

53. Васильєва О.Е. Прогнозування надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання / О.Е. Васильєва, І.В.Кузьо // Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми механічного приводу». – Харків: НТУ «ХПІ», 2009. – Вип. № 26. – С. 47-53.

54. Васильєва О.Е. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 63803. «Комп'ютерна програма для багато параметричного синтезу конструктивних елементів корпусу редуктора» / О.Е. Васильєва – заявник та власник свідоцтва. // Дата реєстрації 28.01.2016. – К.: ДСІВ України.

55. Васильєва О.Е. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 64243 «Комп'ютерна програма для визначення конструктивних елементів валів редукторів» / О.Е. Васильєва – заявник та власник свідоцтва. // Дата реєстрації 26.02.2016. – К.: ДСІВ України.

56. Васильєва О.Е. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 63928 «Комп'ютерна програма для багато параметричного синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс» / О.Е. Васильєва – заявник та власник свідоцтва. // Дата реєстрації 05.02.2016. – К.: ДСІВ України.

57. Васильєва О.Е. Синтез конструктивних елементів корпусів циліндричної зубчастої передачі / О. Е. Васильєва // 9-ий Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2009. – С. 13-15.

58. Вибрации в технике. Справочник. / Ред. В.Н. Челомей (пред.). В 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1980. – Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова, 1980. – 544 с.

59. Власенко В.М. Технічні вимоги до редукторів зубчастих високошвидкісних спеціального призначення / В.М. Власенко, В.М. Фей. // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2011. – Вип. 28. – С. 33-38.

60. Воронцов Б.С. Синтез и изготовление сложнопрофильных зубчатых колес / Б.С. Воронцов, И.А. Бочарова, Д.А. Чаплинский // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып. : Проблемы механического привода. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. – № 20. – С. 54-59.

61. Воронцов С.Б. Синтез и изготовление сложно - профильных зубчатых колес с применением ПО фирмы Delcam САПР и графика №3 С. 67 – 68 Москва, Delcam Стаття 2010.

62. Временные типовые нормы (нормативы) времени на замену и текущий ремонт техники. – М.: ГОСНИТИ, 1972. – 96 с.

63. Гавриленко В.А. Сравнительные динамические исследования передач Новикова и эвольвентных. / В.А. Гавриленко, В.С. Кузнецов. // Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. – М.:ЦИНТИАМ, 1964. – С. 53-62.

64. Гащук П.М. Лінійні динамічні системи і лінійні диференціальні рівняння. / П.М. Гащук. – Львів: Українські технології, 2002. – 608 с.

65. Генкин М.Д. Повышение надежности тяжелонагруженных зубчатых передач. / М.Д. Генкин, М.А. Рыжов, Н.М. Рыжов. - М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.

66. Гитуни А. Особенности синтеза структуры технологического процесса изготовления пространственно-модифицированных зубьев муфты в зависимости от условий перекоса осей валов / А. Гитуни, А.Н Михайлов, Д.А Михайлов, А.М Лахин //ДонНТУ 2010, - 304.

67. Глебенко А.В. Основы синтеза зубчато-рычажных исполнительных механизмов специализированных прессов /А.В. Глебенко.,

А.В Явтушенко., Т.А. Васильченко // Вісник КДПУ. Випуск 1/2007. Частина 1 с. 61-65.

68. Гнеденко Б.В. Математические методы в теории надежности. / Б.В. Гнеденко, Ю.К. Беляев , А.Д. Соловьев. – М.: Наука, 1965. – 524 с.

69. Голубенко А.Л. Параметрический конечно-элементный синтез виброзащитных устройств. / А.Л. Голубенко, Е.В. Кушнарев, П.Л. Носко, П.В. Филь // Проблемы развития рельсового транспорта: Тезисы докладов VII Межлународной конференции. – Луганск: Изд-во ВУГУ.-1998. – С. 47.

70. ГОСТ 1643 – 81. Передачи зубчатые цилиндрические (допуски). М.: Издательство стандартов, 1985. – 65 с.

71. ГОСТ 21354 – 87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления (расчет на прочность). – М.: Издательство стандартов, 1988. – 127 с.

72. Гребеник В.М. Усталостная прочность и долговечность металлургического оборудования. / В.М. Гребенник. – М.: Машиностроение, 1969. – 256 с.

73. Гриневич В.П. Надежность строительных машин. / В.П. Гриневич, Е.А. Каменская, А.К.Алферов, А.В. Златопольский. - М.: Стройиздат, 1975. – 296 с.

74. Гриневич Г.П. Надежность строительных машин. / Г.П. Гриневич, Е.А. Каменская, А.К. Алферов. – М.: Стройиздат, 1983. – 296 с.

75. Гулида Э.Н. Конструкционное и технологическое обеспечение качества изготовления корпусов редукторов общего назначения. / Э.Н. Гулида, Е.Э. Васильева //– Минск: Белорусский национальный технический университет. / Машиностроение. Республиканский межведомственный сборник научных трудов. – Вып. 28. – 2014. – С. 9-18.

76. Гулида Э.Н. О чистоте бокових поверхностей круговинтовых зубьев, нарезаных червячными фрезами. / Э.Н. Гулида. // Сб.

Локомотивостроение, технология машиностроения и литейного производства. – Львов: Издат-ство ЛГУ, 1964. – С. 58-64.

77. Гулида Э.Н. Технология отделочных операций зубообработки цилиндрических колес / Э.Н. Гулида. – Львов: Вища школа, 1977. – 168 с.

78. Гулида Э.Н. Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес (технологические основы). / Е.Н. Гулида. – Львов: Вища школа, 1983. – 136 с.

79. Гуліда Е.М. Багатопараметричний синтез елементів валів зубчастих передач. / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля . – Луганськ: СНУ ім. Володимира Даля , 2007. — №9(115). – С. 52-58.

80. Гуліда Е.М. Багатопараметричний синтез елементів валів зубчастих передач / Е.М.Гуліда, О.Е. Васильєва // II Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні проблеми машинознавства». – Луганськ: Східноукраїнський національний університет ім. Володимира Даля , 2007. – №9(115). – С. 52-58.

81. Гуліда Е.М. Визначення власних і вимушених частот коливань циліндричних зубчастих передач / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва // Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми механічного привода». – Харків: НТУ «ХПІ», 2010. – Вип. № 27. – С. 38-44.

82. Гуліда Е.М. Дослідження коливних процесів зубчастої передачі на випробувальному стенді із замкненим силовим контуром / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва // Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов // Науковий вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ» , 2011. – №28. – С. 23-33.

83. Гуліда Е.М. Оптимізація конструктивних елементів циліндричних зубчастих передач в процесі їх проектування / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва // Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми якості та

довговічності зубчастих передач редукторів, їх деталей та вузлів». – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – Вип.№ 21. – С. 191-197. (130)

84. Гуліда Е.М. Оптимізація конструктивних елементів циліндричних зубчастих передач в процесі їх проектування / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва // Проблеми якості та довговічності зубчастих передач редукторів, їх деталей та вузлів. – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. Вип.№ 21. – С. 191-197.

85. Гуліда Е.М. Підвищення надійності пожежного відцентрового насосу ПН-40УВ / Е.М. Гуліда, І.В. Паснак, О.Е. Васильєва. // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях». - Вінниця: ВНАУ, 2017. – Вип. 4(87). – С. 48-53.

86. Гуліда Е.М. Прикладна механіка. / Е.М. Гуліда, Л.Ф. Дзюба, І.М. Ольховий. – Львів: Світ, 2007. – 384 с.

87. Гуліда Е.М. Технологічні основи керування надійністю циліндричних зубчастих коліс / Е.М. Гуліда // Вісник Львівського політехнічного інституту. – 1980. – № 146. – С. 30-33.

88. Гуліда Е.М.. Багатопараметричний синтез елементів циліндричних зубчастих передач / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва // Науковий вісник Харківського національного університету «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – №21. – С. 191-197.

89. Державна служба статистики України – Вікіпедія. – [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://uk.wikipedia.org/wiki/.

90. Державна служба статистики України. – [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.ukrstat.gov.ua/.

91. Дзюба Л.Ф. Основи надійності машин. / Л.Ф. Дзюба , Ю.В. Зима, Є.М. Лютий. – Львів: Логос, 2002. – 204 с.

92. Диллон Б. Инженерные методы обеспечения надежности систем. / Б. Диллон, Ч. Сингх.: Пер. с англ. – М.: Мир, 1984. – 318 с. (116)

93. Диментберг Ф.М. Вибрация в технике и человек. / Ф.М. Диментберг, К.В. Фролов. – М.: Знание, 1987. – 160 с.

94. Дорофеев В.Л. Прямой синтез авиационных эвольвентных зубчатих передач. Ч.1. Проектирование зацеплением. – М.:ММПП «Салют», 2003.-23 с.

95. Дорофеев В.Л. Система моделирования "AEROFLANK" & прямой синтез износостойких и малошумных зубчатых передач / В.Л Дорофеев., В.В. Голованов, Д.В. Дорофеев //Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Проблеми механічного приводу. - 2013. - № 40. - С. 39-48.

96. Економічна ефективність інформаційних систем. – [Електронний ресурс]. Режим доступу: ua-referat.com.

97. Економічна ефективність інформаційних систем. – [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://ukrefs.com.ua/page,2,203449-Ekonomicheskaya-effektivnost-informacionnyh-sistem.html.

98. Економічна ефективність ІС. – [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://lubbook.org/book_270_glava_14_6.

99. Елизаветин М.А. Повышение надежности машин. / М.А. Елизаветин. – М.: Машиностроение, 1973. – 430 с.

100. Заблонский К.И. Зубчатые передачи. / К.И. Заблонский. – К.: Техніка, 1977. – 208 с.

101. Зубчатые передачи. / Справ.// Под ред. Е.Г. Гинзбурга. – Л.: Машиностроение, 1980. – 416 с.

102. Зузов В.Н. Исследование путей совершенствования характеристик остова колесного трактора. / В.Н. Зузов, И.В. Ким, П.Л. Носко. // Проблемы совершенствования автомобильной техники: Тез. докл. Всесоюзного семинара. – М.: Изд-во МВТУ. – 1986. – С.49.

103. Кавецкий С.Н. Синтез планетарного механизма 2А - ĀĀ с учетом углов зацепления для радиального дальнего расположением сателлитов / С.Н. Кавецкий, Т.В. Гереш // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат.

вып. : Машиноведение и САПР. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2009. – № 12. – С. 94-98.

104. Кавецкий С.Н. Синтез планетарного механизма 2А - ĀĪ с учетом углов зацепления с радиальным дальним расположением сателлитов / С.Н. Кавецкий, Т.В. Гереш // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ» : сб. науч. тр. Темат. вып. : Машиноведение и САПР. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2009. – № 28. – С. 54-59.

105. Кавецкий С.Н. Синтез планетарных механизмов АА и II со связанными и несвязанными колесами с учетом углов зацепления / С.Н. Кавецкий, Т.В. Гереш // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: Машиноведение и САПР. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2008. – № 9. – С. 36-42.

106. Каталог редукторов. – Майкоп: ОАО «Майкопский редукторный завод», 2005. – 95 с.

107. Киевский редукторный завод ПП «КИРМЕТ». – [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.krz.com.ua.

108. Кириченко А.Ф. Влияние модификации в виде проточки вдоль вершины зуба на его изгибную жесткость / А.Ф. Кириченко, В.А. Бережной // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2005. – Вип. 40. – С. 131-134.

109. Кириченко А.Ф. Исследование динамических нагрузок в зацеплении цилиндрических зубчатых колес М.Л. Новикова, вызванных погрешностью угла наклона зубьев и окружной скорости. / А.Ф. Кириченко. // Дис… канд. техн. наук. – Харьков, 1969. - 172 с.

110. Кириченко А.Ф. О влиянии погрешности угла наклона зубьев на динамику зубчатой передачи Новикова ДЛЗ. / А.Ф. Кириченко, А.В. Федченко. // Вестник ХГПУ, выпуск 50, Харьков: ХГПУ, 1999. – С.111 – 117.

111. Кириченко А.Ф. Перспективы улучшения работы эвольвентных передач. А.Ф. Кириченко, В.А. Бережной. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ „ХПІ”, 2004. – Вип. 31. – С. 82-88.

112. Кириченко А.Ф. Регулирование жесткости эвольвентных прямозубых передач технологическим способом / А.Ф. Кириченко, В.А. Бережной // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2004. – Вип. 28. – С. 142-149.

113. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин. / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баоасанян. – Харьков: Вища школа. Изд-во Харьк. ун-та , 1991. – 275 с.

114. Киркач Н.Ф., Расчет и проектирование деталей машин. / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баоасанян. – Харьков: Вища школа. Изд-во Харьк. ун-та , 1991. – 275с.

115. Кіндрацький Б.І. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій. / Б.І. Кіндрацький, Г.Т. Сулим. – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2003. – 280 с.

116. Кладова О.Ю. Синтез планетарных механизмов типа АА и II с косозубыми цилиндрическими колёсами, осевые силы которых уравновешены / О.Ю. Кладова, В.Н. Сапрыкин, И.Г. Шебанов // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: Проблемы механического привода. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2010. – № 27. – С. 93-96.

117. Ковалев Н.А. Колебания зубчатых передач с размыканием зубьев. / Н.А. Ковалев. // Теория передач в машинах. - М.: Наука. - 1966. – С.15-22.

118. Ковалев Н.А. Уравнение динамики зубчатых механизмов. / Н.А. Ковалев. // Механика машин. –М.: Изд-во АН СССР. – 1968. - №13-14. – С. 34-39.

119. Колев И.С. Металлорежущие станки. / И.С. Колев, Л.В. Красниченко, Н.С. Никулин и др. – М.: Машиностроение, 1980. – 500 с. (152)

120. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. / М.С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.

121. Компания НТЦ «Редуктор». – [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.reduktorntc-k.com.ua.

122. Компанія SITI. – [Електронний ресурс]. Режим доступу: www.sitiriduttori.it.

123. Кораблев А.И. Повышение несущей способни и долговечности зубчатых передач. / А.И. Кораблев, Д.Н. Решетов. - М.: Машиностроение, 1968. - 288с.

124. Корендій В.М. Синтез геометричних параметрів та аналіз кінематики пантографного механізму крокування мобільної роботомеханічної системи / В.М. Корендій, І.В. Кузьо // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. — Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2017. — Том 866. — С. 46–53.

125. Кос И.И. Основы надежности дорожных машин. / И.И. Кос , В.А. Зорин. – М.: Машиностроение, 1978. – 165 с.

126. Костецкий Б.И. Надежность и долговечность машин. / Б.И. Костецкий, И.Г. Носовский, Л.И. Бершадский и др. - Киев: Техніка, 1975. – 408 с.

127. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ. / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

128. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. / А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 1981. – 438 с.

129. Кривошея А.В. Разработка концепции, структуры и принципов создания и функционирования новой технической системы синтеза зубчатых передач / А.В. Кривошея, М.Г. Сторчак, Ю.М. Данильченко, Н.Э. Тернюк, Б.С. Воронцов, А.В. Устиненко // Вестник НТУ «ХПИ»: Проблеми механічного приводу, №34. - 2015. - С. 64-75.

130. Кудрявцев В.Н. Расчет и проектирование зацепления Новикова. / В.Н. Кудрявцев. – Ленинград: ЛКВИА им. Можайского, 1959. – 75 с.

131. Кузьо І.В. Автоматизація динамічного навантаження зубчастих передач під час їх випробування на міцність. / І.В. Кузьо, О.Е. Васильєва. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні, 2000. – Вип. 35. – С. 16 – 18.

132. Кузьо І.В. Вплив динамічних перевантажень зубчастих передач на їх міцність / І.В. Кузьо, О.Е. Васильєва // Вісник ДУ ”Львівська політехніка”. – 2000. – Вип.394. – С. 75-80.

133. Кузьо І.В. Вплив конструктивних чинників на міцність зубчастих передач. / І.В. Кузьо, О.Е. Васильєва. // Машинознавство. – 1999. – N6. – С. 50-53.

134. Лахин А.М. Разработка методики синтеза технологического процесса изготовления зубчатых колес на базе функционально-ориентированного подхода. / А.М. Лахин. // «Прогресивні технології і системи машинобудування», Донецкий национальный технический университет, 2009, Вип. 1. - С. 112-120.

135. Лахин А.М. Синтез схем технологического воздействия для функционально-ориентированных технологических процессов производства зубчатых колес / А.М. Лахин, АН Михайлов, Сахби Зантур, Аль-Судани Тарафа // Журнал «Прогресивні технології і системи машинобудування», Донецкий национальный технический університет, 2009. - С.127-134.

136. Ловейкін В.С. Синтез оптимального режиму руху механізмів вантажопідйомних машин за критерієм динамічної потужності / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Електротехнічні та комп’ютерні системи. - 2013. - № 9. - С. 16-23.

137. Лясковська С.Є. Оптимізація геометричних параметрів під час розрахунків деталей у середовищі cad/cae autocad-mechanical / С.Є. Лясковська, О.Т. Велика // Національний університет “Львівська політехніка”, кафедра електронного машинобудування, 2012, с.80-85

138. Майстренко Н.Г. Влияние периодически меняющегося количества точек контакта на колебание зубчатых колес. / Н.Г. Майстренко, И.А. Чермных, А.Ф. Кириченко. // Тезисы докладов научно-технического совещания «Повышение ресурса и надежности зубчатых передач в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении». – Харьков. – 1979. – С. 54.

139. Малащенко В.О. Деталі машин. / В.О. Малащенко, В.В. Янків. – Львів: Новий світ, 2000, 2004. – 232с.

140. Малініна Ю.В. Синтез шарнірного чотириланковика за крайніми положеннями шатуна. // Машинобудування 5. / Українська інженерно-педагогічна академія. – 2010. - С.67-76.

141. Маргулис М.В. Разработка оптимизированной методики расчета волновых прецессионных передач с телами качения / М.В. Маргулис, Я.О. Гордиенко // «Вестник НТУ «ХПИ» : Проблеми механічного приводу, №23, 2016. - С. 92-96.

142. Марков А.Л. Измерение цилиндрических зубчатых колес. / А.Л. Марков. – М.: Машгиз, 1959. – 272 с.

143. Мархель И.И. Детали машин. / И.И. Мархель. – М.: Машиностроение, 1977. – 446 с

144. Марченко М. Синтез кривошипно-кулісних механізмів із зупинкою вихідної ланки в крайніх положеннях //Машинознавство. - 2008. - № 5. - С. 37-42.

145. Математическая энциклопедия / Под. Ред. И.М. Виноградова. – М.: советская энциклопедия, 1982. – Т.3. – 1184 с.

146. Матусевич В А. Оптимизация многоступенчатого планетарного механизма А1 по критерию объема конструкции / В А. Матусевич, Ю. В. Шарабан, А. В. Шехов, В.Т. Абрамов // Вести. ХПИ. 2011. Вып. 29. С. 87-96.

147. Матусевич В.А. Оптимизация динамической нагрузки в зубчатых зацеплениях планетарного механизма типа nxA I контактной прочности / В.А.

Матусевич, Ю.В. Шарабан, А.В. Шехов, В.Т. Абрамов // Сборник научных трудов «Вестник НТУ «ХПИ»: Проблеми механічного приводу, №23, 2016. – С. 97-103.

148. Маца Р.С. Синтез кривошипно-повзунних механізмів зі змінною довжиною шатуна / Р.С. Маца // Наукові записки [Української академії друкарства]. - 2008. - № 1. - С. 71-74.

149. Медведев В.И. Совместимость и синтез как определяющий фактор эффективности изделий машиностроения / В.И. Медведев // Сибирский государственный аэрокосмический университет имени академика М. Ф. Решетнева (Россия), 2013, «Красноярский рабочий», 31. - С.291-292.

150. Михайлов А.Н. Синтез структуры и технологического обеспечения изготовления пространственно-модифицированных зубьев муфт / А.Н. Михайлов, А. Гитуни, А.М. Лахин, Р.М. Грубка, Д.А. Михайлов // Прогресивні технології і системи машинобудування, 2008. С.136-150.

151. Муховатый А.А. Об одном методе синтеза исходного контура зубьев неэвольвентных зубчатых передач с высокими значениями критериев нагрузочной способности // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер.: Проблеми механічного приводу. - 2013. - № 41. - С. 76-82.

152. Надеин В.С. Синтез станочного зацепления при шевинговании колес с модифицированным углом наклона зубьев / В.С. Надеин // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ». Проблемы механического привода. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2010. – № 26. – С. 86-90.

153. Ниман Г. Динамические нагрузки на зубьях шестерен. / Г. Ниман, Г. Реттиг. // Машиностроение. – М.: – 1957. - №9. - С. 21-34.

154. Носко П.Л. Багатопараметричний синтез машинобудівельних конструкцій. / П.Л. Носко. // Автореф. дис. докт. техн. наук. – Луганськ: Східноукраїнський ДУ, 2000. – 38 с.

155. Носко П.Л. Вибір оптимального навантаження при використанні кінцево-елементного синтезу. / П.Л. Носко, А.В. Савченко. // Автоматизація

технологічних процесів та промислова екологія: Науково-технічний збірник. – К: Вид-во СУДУ, 1997. – С. 58-61.

156. Носко П.Л. Выбор оптимальной нагрузки при решении задач конечно-элементного синтеза. / П.Л. Носко. // Вестник ВУГУ. – 1996. - №1(11). – С. 39-44.

157. Носко П.Л. Выбор оптимальных конструктивных параметров портала при условии обеспечения его требуемой прочности и устойчивости. / П.Л. Носко, П.В. Филь. // Вісн. СУДУ. – 2000. - №1(23). – С. 128-134.

158. Носко П.Л. Динамический конечно-элементный синтез конструктивных параметров упругих стержневых систем. / П.Л. Носко. – Луганск: ВУГУ, 1997. – 34 с.

159. Носко П.Л. Застосування методу «множників» для розв’язування задач модифікації конструкційних форм. / П.Л. Носко, А.В. Савченко. // Автоматизація технологічних процесів та промислова екологія. Науково-технічний збірник. – К: Вид-во СУДУ, 1997. – С. 53-58.

160. Носко П.Л. Использование метода Лагранжа для решения задач модификации конструктивных форм. / П.Л. Носко, П.В. Филь. // Проблеми качества и долговечности зубчатых передач и редукторов: Труды Международной научно-технической конференции. – Харьков. – 1997. – С. 128-134.

161. Носко П.Л. Исследование деформированного состояния тракторных трансмиссий методом конечных элементов. / П.Л. Носко, В.Н. Зузов. // Конструирование и производство транспортных машин: Респ. сб. – Харьков: Вища шк. – Вып. 21. – 1989. – С. 13-16.

162. Носко П.Л. Исследование деформированного состояния трансмиссий тракторов с использованием метода конечных элементов. / П.Л. Носко, А.В. Савченко. // Вестн. ВУГУ. Сер. Транспорт. - 1996. – С. 115-126.

163. Носко П.Л. Исследование напряженно-деформированного состава трактора сниженной массы. / П.Л. Носко, А.В. Савченко. // Вестн. ВУГУ. Сер. Транспорт. - 1996. – С. 107-114.

164. Носко П.Л. Конечно-єлементная модификация геометрических форм плоских пластинчатих конструкций с целью снижения их массы. / П.Л. Носко. // Зб. наук. праць СУДУ. – Луганськ: Вид-во СУДУ, 1998. – С. 112-120.

165. Носко П.Л. Конечно-элементная модификация геометрических размеров деталей двигателя тепловоза с целью снижения их массы. / П.Л. Носко, А.В. Савченко. // Проблемы механики железнодорожного транспорта: Тезисы докладов IX Международной конференции. – Днепропетровск: ДИИТ. – 1996 С. 230-231.

166. Носко П.Л. Конечно-элементная модификация конструктивных параметров плоских стержневых систем. / П.Л. Носко, П.В. Филь. // Зб. наук. праць. СУДУ. Сер. Машинобудування. – Луганськ. :Вид-во СУДУ, 1998. – С. 112-120.

167. Носко П.Л. Конечно-элементная модификация конструктивных форм с целью снижения массы. / П.Л. Носко, А.Л. Голубенко, А.В. Савченко. // Вестник МГТУ. Сер. Машиностороение. – 1997. - №2. – С. 25-35.

168. Носко П.Л. Конечно-элементная модификация конструктивных форм стержневых систем. / П.Л. Носко, П.В. Филь. // Вестн. ВУГУ. – 1997. - №4(8). – С. 235-244.

169. Носко П.Л. Конечно-элементный синтез геометрических форм и размеров упругих стержневых конструкций. / П.Л. Носко. – Луганск: ВУГУ, 1997. - 32 с.

170. Носко П.Л. Конечно-элементный синтез конструктивних форм и загрузок в условиях неопределенности. / П.Л. Носко. // Вестник ВУГУ. – 1997. - №6(10). – С.229-249.

171. Носко П.Л. Конечно-элементный синтез тормозних устройств // Современный опит проектирования, испытания, производства и

эксплуатации тормозних устройств подъемно-транспортных машин: / П.Л. Носко. // Труды Российского научно-технического семинара. – М.: Изд-во МГТУ, 1992. – С.34.

172. Носко П.Л. Контурная модификация упругих осесимметричных конструкций на основе конечно-элементного синтеза. / П.Л. Носко, Н.А. Калиненко, А.Л. Носко. // Вестн. МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1998. - №1. – С.21-33.

173. Носко П.Л. Моделирование групповых резьбовых соединений при расчетах остова трактора методом конечных элементов. / П.Л. Носко, В.Н. Зузов. // Изв. ВУЗов. Сер. Машиностроение. – 1988. - №2. – С. 25-30.

174. Носко П.Л. Моделирование зубчатых зацеплений и передач усилий на опоры валов с использованием конечных элементов. / П.Л. Носко, В.Н. Зузов. // Изв. ВУЗов. Сер. Машиностроение. – 1984. - №7. – С. 48-52.

175. Носко П.Л. Модификация геометрических форм пластинчатых конструкций при использовании метода Лагранжа. / П.Л. Носко, А.Л. Голубенко, А.В. Савченко. // Современные проблемы машиностроения: Материали Международной научно- технической конференции. – Гомель: Изд-во ГПИ. – 1996. – С. 69-71.

176. Носко П.Л. Модификация конструктивных параметров в задачах изгиба пластин. / П.Л. Носко, Н.А. Калиненко, П.В. Филь. // Вестн. ВУГУ. – 1999. - №4(14). – С. 87-96.

177. Носко П.Л. Модификация конструктивных параметров линейных стержневых систем на основе решения задачи конечно-элементного синтеза. / П.Л. Носко, П.В. Филь, Н.И. Горбунов Н.И. и др. // Вестн. МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1999. - №1. – С. 92-102.

178. Носко П.Л. Модификация конструктивных форм на основе конечно-элементного синтеза. / П.Л. Носко, А.Л. Голубенко. // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. 1994. - №2. – С. 9-16.

179. Носко П.Л. Оптимальное проектирование машиностроительных конструкцій. / П.Л. Носко. – Луганск: Изд-во Восточноукраинского гос. ун-та, 1999. – 392 с.

180. Носко П.Л. Оцінка запасу несучої здатності колеса локомотива на основі методу скінченних елементів. / П.Л. Носко, А.П. Кирилюк. // Тези доповідей на I Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. – Львів: Львівський політехнічний інститут. – 1993. – С. 216.

181. Носко П.Л. Параметрический конечно-элементный синтез пространственных стержневих конструкцій. / П.Л. Носко. – Луганськ: ВУГУ, 1998. – 42 с.

182. Носко П.Л. Поиск рациональных конструктивных параметров картерных деталей. / П.Л. Носко. // Вестн. ХГПУ. – 1999. – Вып.50. – С. 164-172.

183. Носко П.Л. Разработка методики оценки нагруженности остова колесного трактора с целью снижения его массы. / П.Л. Носко. Дис… канд. техн. наук: 05.05.03. – М., 1986. – 223 с.

184. Носко П.Л. Розв’язання рішення задач параметричного СЕС комбінованих конструкцій. / П.Л. Носко, П.В. Филь, А.Л. Голубенко. // Машинознавство. – 1999. - №10. – С. 47-54.

185. Носко П.Л. Скінченноелементний синтез геометричних форм конструкцій в умовах невизначеності. / П.Л. Носко, П.В. Филь. // Машинознавство. – 1997. - №3. – С. 16-20.

186. Носко П.Л. Экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния картерных деталей остова трактора. / П.Л. Носко, В.Н. Зузов. // Изв. ВУЗов. Сер. Машиностроение. – 1985. - №7. – С. 157.

187. Определение показателей надежности цилиндрических зубчатых передач методом ускоренных испытаний. - М.: ЭНИМАШ, 1989. – 96 с.

188. Орлов А.В. Влияние неточности положения валов на условия работы зубчатых передач. / А.В. Орлов. – М.: Наука, 1966. - 99 с.

189. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. / В.Т. Павлище. – Львів: Афіша, 2003. – 560с.

190. Павлов А.И. Определение динамической нагрузки в зубчатой передаче по функции передаточного отношения. / А.И. Павлов, А.В. Павленко. // Тезисы докладов республиканской научно-технической конференции. – Харьков. – 1983.- С. 68.

191. Павлов А.И. Синтез зубчатых и цепных втулочных передач с эволютным профилем / А. И. Павлов // Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»: Машинознавство та САПР. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 12 (1234). – С. 76-80.

192. Передачі зубчасті циліндричні евольвентні зовнішнього зачеплення. – М.: Держком по стандартам, 1987. – 127 с.

193. Петрусевич А.И. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямыми зубьями. / А.И. Петрусевич, М.Д. Генкин, В.К. Гриневич. – М.: Изд-во АН СССР, 1956. – 135 с.

194. Петрусевич А.И. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. / А.И. Петрусевич. – М.: АН СССР, 1956. – 134 с.

195. Петрусевич А.И. О расчете прямозубых колес по Бакингему. / А.И. Петрусевич. // Вестник металлопромышленности. – М. – 1940. -№ 8-9. – С. 40-52.

196. Пляскин И.И. Оптимизация технических решений в машиностроении. / И.И. Пляскин. – М.: Машиностроение, 1982. – 176 с.

197. Плясов А.В Геометрический синтез внутренних эвольвентных зацеплений планетарных передач с большим передаточным отношением. / А.В. Плясов. // Дис. ... канд. тсхн наук 05.02.02. - Тула, 2006. - 200 с.

198. Посацький С.Л. Опір матеріалів. / С.Л. Посацький – Львів: Видавн-тво Львівського університету, 1973. – 404 с.

199. Приводная техника «Редмаш». – [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://redmash.com.ua.

200. Приводы машин: Справочник. // Под ред. В.В. Длоугого. – Л.: Машиностроение, 1982. – 383 с.

201. Проников А.С. Надежность машин. / А.С. Проников – М.: Машиностроение, 1978. – 575с.

202. Пуш В.Э. Металлорежущие станки. / В.Э. Пуш, В.Г. Беляев, А.А. Гаврюшин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

203. Райкин А.Л. Элементы теории надежности технических систем. / А.Л. Райкин. – М.: Советское радио, 1978. – 280 с.

204. Редуктори – доступні редуктори. – [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://prk.com.ua/about_us.

205. Решетов Д.Н. Детали машин. / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

206. Решетов Д.Н. Надежность машин. / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.

207. Рибак Т.І. Підвищення надійності машин для хімічного захисту у рослинництві. / Т.І. Рибак. – К.: Урожай, 1986. – 104 с.

208. Римар О.М. Пружна податливість деталей машин в умовах контактного навантаження. / О.М. Римар, М.О. Римар. // Зб. наук. праць. – Львів: Асоціація «Автобус», 2002. – С. 158-160.

209. Рогатинський Р. Оптимізація параметрів гвинтових транспортно-технологічних систем / Р. Рогатинський, І. Гевко, Л. Рогатинська // Вісник Тернопільського національного технічного університету. - 2013. - № 1. - С. 116-125.

210. Розенвассер Е.Н. Методы теории чувствительности в автоматическом управлении. / Е.Н. Розенвассер, Р.М. Юсупов. – Л.: Энергия, 1971. – 344 с.

211. Розрахунок економічної ефективності інформаційної системи. – [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://studopedia.info/1-112711.html.

212. Романюк О Д. Оптимізація мас зубчастих коліс механічної передачі на етапі попереднього проектування/ О.Д. Романюк // Математичне моделювання. - 2016. - № 2. - С. 35-38.

213. Савеленко І.В. Синтез системи автоматичного керування електроприводом на базі синхронного двигуна з постійними магнітами / І.В. Савеленко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. - Кіровоград: КНТУ, 2015. - Вип. 28. - С. 309-316.

214. Самидов Х. С., Ахадов А. Б. Оптимизация динамических процессов приводов технологических машин методом «обобщённые безразмерные параметры». / Х. С. Самидов , А. Б. Ахадов. // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ». Темат. вып.: Проблемы механического привода. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2016. – № 23. – С. 142-145.

215. Сидоренко І.І. Синтез нелінійних пружних муфт на основі модифікованих кінематичних графів. / І.І. Сидоренко // Матеріалознавство. – 2017. - № 3. - С. 5- 11.

216. Сидоренко И.И. Синтез пассивного виброизолирующего устройства на основе модифицированного графа. // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій. / Збірник наукових праць. – Дніпропетровськ: ІМА-прес, 2009. Вип. 13. - С. 200−207.

217. Соколовский М.В. Производство цилиндрических редукторов общего назначения. / М.В. Соколовский, В.В. Кауров. – М.: Машгиз, 1983. – 172 с.

218. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – 4-е узд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 656 с.

219. Ставицкий В.В. Метод синтеза эффективных высокоскоростных зубчатых передач / В.В. Ставицкий, П.Л. Носко //Праці Одеського політехнічного університету. - 2012. - № 1. - С. 51-56.

220. Статистична інформація. – [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://ukrstat.org/uk/operativ/oper_new.html.

221. Стельмащук С.Г. Специфіка синтезу програмних розвантажувачів у механізмах неповнозубих коліс з торсіонами як акумуляторами енергії/ С.Г. Стельмащук //Поліграфія і видавнича справа. - 2012. - № 2. - С. 94-98.

222. Сухоруков Ю.Н. Модификация эвольвентных цилиндрических зубчатых колес. / Ю.Н. Сухоруков. // Справочник. − К.: Вища школа, 1992. - 197 с.

223. Тайц Б.А. Точность и контроль зубчатых колес. / Б.А. Тайц. – М.: Машиностроение, 1972. – 368 с.

224. Технология изготовления прецизионных закаленных цилиндрических зубчатых колес с малым числом зубьев. Методические рекомендации. - М.: ЭНИМС, 1973. - 63с.

225. Тихан М. Оптимізація пружних елементів за термопружними характеристиками / М. Тихан, О. Пелещишин // Машинознавство. - 2010. - № 5. - С. 48-50.

226. Ткач П.М. Синтез високо навантажених циліндричних передач із двоопукло-увігнутими зубцями за геометро-кінематичними критеріями: Автореф. дис…канд. техн.. наук. – Луганськ, 2004. – 25 с.

227. Томович Р. Общая теория чувствительности. / Р. Томович, М. Вукобратович. – М.: Сов. радио, 1972. – 240 с.

228. Трубачев Е.С. Основы анализа и синтеза зацепления реальных спироидных передач. / Дис. ...д-ра техн. наук: 05.02.18. – Ижевск: 2004. - 355 с.

229. Утутов Н.Л. Синтез уравнительного механизма из некруглых зубчатых колес для цепных приводов. / Н.Л. Утутов. // Вестник машиностроения. - №8. – 1986. – С.37-39.

230. Федченко Г.В. Розроблення методики математичного моделювання та дослідження крутильних і поперечних коливань циліндричних передач Новікова ДЗЛ. / Г.В. Федченко. // Автореф. дис. канд. техн. наук. – Харків: НТУ «ХПІ», 2001. – 20 с.

231. Френкель И.Н. Исследование влияния перекосов в зацеплении Новикова на динамическую нагрузку. / И.Н. Френкель, Н.Г. Прудченко, В.В. Смирнов. // Детали машин и подьемно-транспортные машины. – К.: Техника. – 1965. - №2. – С. 28-35.

232. Харжевський В.О. Синтез важільних прямолінійно-напрямних механізмів з використанням п’ятикратних вузлів інтерполяції. / В.О. Харжевський Хмельницький національний університет. // «КПІ». Серія машинобудування. - №3 (75). – 2015. С. 30-36.

233. Цуканов О.Н. Основы синтеза пространственных неэвольвентных зубчатых передач на базе цилиндрического эвольвентного исходного звена в обобщающих параметрах. / О.Н. Цуканов: Дис ... д-ра техн. наук: 05.02.18. - Челябинск, 2005. - 344 с.

234. Чабан В.И. Основы теории переходных процессов электромагнитных систем. / В.И. Чабан. – Львов: Вища школа, 1980. – 200 с.

235. Шевченко С.В. Синтез червячного зацепления с заданной локализацией контакта / С.В. Шевченко // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Машиноведение и САПР. – Харьков : НТУ "ХПИ". – 2011. – № 51. – С. 184-191.

236. Шишов В.П. Вибір раціональних параметрів передач із двоопукловвігнутими зубцями / В.П. Шишов, П.Н. Ткач. // Машинознавство. – 2004. - №2. – С. 25-32.

237. Шишов В.П. Геометрокинематический критерий для синтеза высоконагруженных цилиндрических прямозубых передач / В.П. Шишов, О.А. Ревякина, П.Н. Ткач // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. - №12(70). – Луганськ: ВНУ ім. В. Даля. – 2003. – С. 52-55.

238. Шишов В.П. Дифференциальные уравнения для синтеза геометрии арочных зубчатых передач смешанного зацепления / В.П. Шишов, П.Н. Ткач, Е.Ю. Чалая, Т.Е. Журавлева // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. : Проблеми механічного приводу. - 2013. - № 41. - С. 181-189.

239. Шишов В.П. Дифференциальные уравнения для синтеза зубчатых передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями. / В.П. Шишов, П.Н. Ткач. // Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка». – № 4. – Одеса: НПУ, 2003. – С. 25-32.

240. Шишов В.П. О напряжениях изгиба у основания зубьев с обобщенным исходным контуром / В.П. Шишов, П.Н. Ткач, О.А. Ревякина, Ю.А. Скляр // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2009. – Вип. 19. – С. 160-166.

241. Шишов В.П. Обобщение геометрии зубьев цилиндрических колес, нарезанных реечным інструментом / В.П. Шишов, П.Н. Ткач, А.В. Пимченко // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. - №7(53). – Луганськ: ВНУ ім. В. Даля. – 2002. – С. 117-122.

242. Шишов В.П. Основи синтезу вихідного контуру циліндричних зубчастих передач із підвищеною зносостійкістю зубців коліс / В.П. Шишов // Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ" : сб. науч. тр. Темат. вып. : Проблемы механического привода. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2009. – № 20. – С. 171-176.

243. Шишов В.П. Синтез високонавантажених циліндричних передач з двоопукло-вгнутими зубцями за геометро-кінематичними критеріями. / В.П. Шишов, П.Л. Носко, П.Н. Ткач //Машинознавство. - 2008. - № 2. - С. 32-39.

244. Шишов В.П. Синтез передач зацеплением с высокой нагрузочной способностью / В.П. Шишов, П.И. Ткач, О.А. Ревякина, А.А. Муховатый // Вестник нац. технич. ун-та "ХПИ".- Зб. наук, пр.- Тематич. вып. "Технологии в машиностроении". — Харьков: НТУ "ХПИ". - 2002.- №10.- С.57-70.

245. Шишов В.П. Синтез цилиндрических зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью. / В.П. Шишов, П.Н. Ткач, О.А. Ревякина, А.А. Муховатый. // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. - №10(56). – Луганськ: ВНУ ім. В. Даля. – 2002. – С. 247-254.

246. Шишов В.П. Синтез цилиндрических зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью / В.П. Шишов, П.И. Ткач, О.А. Ревякина, А.А. Муховатый // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. – №10 (56). – Луганск: Изд-во ВНУ им. В.Даля. – 2002. – С. 247–254.

247. Шишов В.П. Синтез цилиндрических полуобкатных передач по геометро-кинематическим критериям / В.П. Шишов // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып. : Проблемы механического привода. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – № 29. – С. 179-188.

248. Шишов В.П. Синтез цилиндрических полуобкатных передач по геометро-кинематическим критериям / В.П. Шишов // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ» : сб. науч. тр. Темат. вып. : Проблемы механического привода. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – № 29. – С. 179-188.

249. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. / А.А. Яблонский. Ч. 2. – М.: Высшая школа, 1971. – 488 с.

250. Bartholomew P., Morris A, STARS – a software system for structural optimization. // International Symposium. Univ. Of Arizona, Tucson (USA). – 1981. – P. 302-303.

251. Beaufaite F.W. COSMOS. Computer method of structural analysis. – New Jersy.: Prentice Hall, 1970. – 294 p.

252. Benanzer T.W., Grandhi R.V. and Krol W.P., "Reliability-Based Optimization of Design Variance to Identify Critical Tolerances," Advances in

Engineering Software, vol. 40, no. 4, pp. 305-311, 2009: http://www.ijpe-online.com/an-efficient-moving-optimal-radial-sampling-method-for-reliability-based-design-optimization.

253. Benanzer T.W., Grandhi R.V., and Krol W.P., "Reliability-Based Optimization of Design Variance to Identify Critical Tolerances," Advances in Engineering Software, vol. 40, no. 4, pp. 305-311, 2009. http://www.ijpe-online.com/an-efficient-moving-optimal-radial-sampling-method-for-reliability-based-design-optimization.

254. Berke L., Khot N.S. Use of optimality criteria methods for large scale Systems: AGARD Lecture Series N70, Structural Optimization. – 1974. – P. 1-29.

255. Broyden C.Z. Quasi-Newton methods and their application to function minimization: J. Maths of Comp. – 1967. – N21. – P. 368-381.

256. Cassis J.H. Opnimum design of structure subjected to dynamic loads: Ph. D. Dissertation. – Mechaniks and Structures Department, UCLA. – Los-Angeles (USA). – 1974. – 150 p.

257. Cassis J.H., Schmit L.A. On implementation of the extended interior penalty function: Int. J. Numerical Methods in Eng.-1976.-V. 10(1).-P. 3-23. (30)

258. Cheng Naishi. The manual of reducer and transmission design and selection[M]. Beijing：China Machine Press, 2008.

259. Drucker D.C., Shield R.G. Design for minimum weight // Proc. 9-th Int. Congress of Appl. Mech. – Brussels (Belgium). – 1956. – P. 212-222.

260. Feng Yun Huang, Li Tian, Ding Wei and Huan Huan Sun, «Research on Optimization of Bearing Span of Main Reducer Gear System Based on the Transfer Matrix», International Conference on Mechatronics, Manufacturing and Materials Engineering (MMME 2016), 12 July 2016, https://doi.org/10.1051/matecconf/20166302004.

261. Fletcher R. A new approach to variable metric algorithms: The Comp. Journal. – 1970. – N13. – P. 317-322.

262. Fleury C., Ranamatchan R.K., Salama M., Schmit L.A. ACCESS computer program for the synthesis of large structural synthesis of large structural systems // Proc. of the International Symposium Structural Design. – Jucson (USA). – 1981. – P. 111-118.

263. Fox D.L., Kapoor M.P. Structural optimization of the dynamic response regime. A computationalapproach: AIAA Journal. – 1970. – V. 8(10). – P. 1798-1804.

264. Gellatly R.A., Gallager R.H. A Procedure for automated minimum weight structural design. – Part I: Theoretical Basis, Part II: Applications; Aeronaut, Quarterly. – 1966. – Vol. 17. – P. 216-230, 332-342.

265. Giles G., Blackburn C., Dixon S. Automated procedures for sizing aerospace vehicle structures (SAVES): Journal of Aircraft. – 1972. –Vol.9. – P. 812-819.

266. Gologlu C., Zeyveli M. A genetic approach to automate preliminary design of gear drives. Computers & Industrial Engineering In Press(x), x–xx (2009).

267. Hatka R., Prasad B. Programs for analysis and resizing of complex strucnures: Journal of Computers and Structures. – 1979. – Vol. 10. – P. 323-330.

268. Heyman G. Plastik design of beam and frames for minimum material consumption: Quarterly of Applied Mathematics. – 1951. – Vol. 8. – P. 373-381.

269. Huang H.Y., Levy A.V. Numerical experiments on quadratically convergent algorithms for function minimization: J. Opt. Theory App. – 1970. – N6. – P. 269-282.

270. Isakson G., Brotton D.M. Optimum elastic design of redundant trusses // Proc. ASCE. – New York (USA). – 1969. – Vol. 95. – P. 2589-2610.

271. Isakson G., Pardo H., Lerner E., Venkayya V.B. ASOP-3: A program for the Optimal design of metallic and composite structures subjected to strength and deflection constraints // Proc. of the 18-th Conf AIAA/ASME/IAE Structures, Structural Dynamics and Materials. - New-York (USA). – 1977. – P. 93-100.

272. Kiusalaas J. Minimum weight design of structures via optimality criteria: NASA-TN D-7115. – 1972. – P. 823-870.

273. Kuzmanović S. Universal Gear Reducers with Cylindrical Gears, University of Novi Sad, Faculty of Technical Sciences, Novi Sad, 231 p. (in Serbian), 2009.

274. Larsson T. Multibody Dynamic Simulation in Product Development, Doctoral thesis, Department of Mechanical Engineering, Luleå University of Technology, Sweden, February 2001.

275. Li R., Chang T., Wang J., Wei X. Multi-objective optimization design of gear reducer based on adaptive genetic algorithm. 12th International Conference on Computer Supported Cooperative Work in Design (2008).

276. Lin Y., Shea K., Johnson A., Coultate J., Pears J. A method and software tool for automated gearbox synthesis. Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, August 30 - September 2, San Diego, California, USA pp. 1–11 (2009).

277. Long He, Zhengyan Zhang, Yunshan Guo, Yi Yang, Baoyuan Lu. Optimal design of two-stage helical gear reducer based on MATLAB., 2011 IEEE 2nd International Conference on Computing, Control and Industrial Engineering(CCIE 2011).

278. Lyrch R., Cullers L. Wing-Aero-Elastic synthesis procedure: AFFDL-TR-73-111, 1973. –P. 1230-1245.

279. Michel A.G.M. The limits of economy of material frame structures: Philosophical Magazine. – 1904, ser. 6. – Vol. 8. – 22 p.

280. Miladinović S., Veličković S., Novaković M. Application of Taguchi method for the selectionof optimal parameters of planetary driving gear,Appl. Eng. Lett., 1 (4), 016: 98-104.

281. Moe J. Penalty function methods. // Symposium on Optimization and Automated Design of Structures – Report NO SK/M21. – Trondhtim (Norway). – 1972. – P. 67-107.

282. Moses T., Onoda S. Minimum weight design of structures with application to elastic grillages. Int. J. Numeral Methods in Eng. – 1969. – Vol. 1(4). P. 311-331.

283. Optimization of distributed parameter structures: Trans. NATO. – ASI Series. – Sijthoff and Noordhoff: Alphenaan den Rijn (Netherland). – 1981. – Vol.49. – 876 p.

284. Pippard V., Baker H. The Analysis of Engineering Structures. – Edward Arnold, 1922. – 300 p.

285. Podzharov E., Mozuras A., Alvarez Sanchez J. A. Design of High Contact Ratio Spur Gears to Reduce Static and Dynamic Transmission Error. // Ingeneria Mecanica. 1, 3(2003), pp. 85-90.

286. Powell M. J. D. On the Convergence of the variable metric algorithm: J/ Inst. Maths. – 1971. – N7. – P. 21-36.

287. Prager W. Survey paper: Optimal structural design: Journal of Optimization. Theory and Applications. – 1970. – Vol. 5. – №1. – P. 1-21.

288. Prager W., Shield R.T. Optimal design of multi-purpose structures: International Journal of Solids and Structures. – 1968. – Vol. 4. – P. 469-475.

289. Prager W., Taylor J.E. Problems of optimal structural design: Journal of Applied Mechanics. – 1968. – Vol. 35. – N1. – P. 102-106.

290. Pukach P. and Kuzio I. and Nytrebych Z. 2013. Influence of some speed parameters on dynamics of nonlinear flexural vibrations of a drill column. Econtechmod an international quarterly journal. Vol. 2, № 4, pp. 61-66.

291. Rehde M., On Vehicle Crashworthiness Design Using Structural Optimization, Doctoral thesis, Linköping University of Technology, Sweden 2004.

292. Rozvany G.J.N., Mroz Z. Analytical method in structural optimization: Appl. Mech. Review. – 1977. – Vol. 30.- P. 1461-1470.

293. Sandeep V., Thube and Todd R. Dynamic analysis of a cycloidal gearbox using finite element method. American Gear Manufacturers Association 1001 N. Fairfax Street, Suite 500 Alexandria, Virginia 22314 October 2012, AGMA Technical Paper, p.4-13.

294. Sato T., Umezawa K., Ishikawa J. Effect of contact ratio and profile correction of spur gears on the rotational vibrations. // Bulletin of the JSME. 26, 221(2003), pp. 2010-2016.

295. Schmit L.A. Structural design by systematic synthesis // Proc. of hte 2-nd Conference On Electronic Computation. – New-York (USA). – 1960. – P. 105-122.

296. Schmit L.A., Kicher T.P., Morrow W.M. Structural synthesis capability for integrally stiffened waffle plates. AAA Journal. – 1963. – Vjl. 1(12). – P. 282.

297. Stroud W., Greene W., Anderson M. Current Research on shear buckling and thermal loads with PASCO // Proc. of the International. Symposium On Optimum Structural Design. – Univ. of Arizona, Tucson (USA). - 1981. – P. 1248-1258.

298. Thompson D.F., Gupta S., Shukla A. Tradeoff analysis in minimum volume design of multi-stage spur gear eduction units. Mechanism and Machine Theory 35, 609–627 (2000)

299. Tudose L., Buiga O., Stefanache C., Sobester A. Automated optimal design of a two-stage helical gear reducer. Structural and multidisciplinary optimization manuscript (authors' post-print).

300. Vasilieva E. Experimental research on the influence of the production quality of tooth operation surfaces of cylindrical gearwheels and torque on a gear oscillation amplitude. / E. Vasilieva, I. Kuzyo // Econtechmod. An international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modeling processes. – Lublin – Preszow. – 2014, vol.3, №2. – C.79-87.

301. Vasilieva E. Optimization of the structural components of gearwheels of cylindrical reducing gears. / E. Vasilieva, I. Kuzyo // Econtechmod. An international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modeling processes. – Lublin – Preszow. – 2014, vol.3, №1. – C. 127-133.

302. Venkayya V.B., Knott N.S., Berke L. Applications of optimality criteria approaches to automated design of large practical structures // 2-nd Symposium of Structural Optimization AGARD – CP-123. – Milan (Italy). – P. 305-313.

303. Vereš M., Bošanský M., Rackov M. Theoretical and experimental research of the HCR gear's contact strength. // Machine Design. 3, 2(2011), pp. 105-108.

304. Waiboer R., Aarts R. and Jonker B. Velocity dependence of joint friction in robotic manipulators with gear transmissions, Multibody Dynamics 2005, ECCOMAS Thematic Conference, Madrid, Spain, 2005.

305. Wasiutynski Z., Brandt A. The present state of knowledge in the field of optimum design of structures: Appl. Mech. Rev. – 1963. – N 16. – P. 341-350.

306. Whetstone W. EISI-EAL: Engineering analysis language // Proc. of the ASCE Conference On Computing and Civil Engineering. – New York (USA). – 1980. – P. 105-117.

307. Whetstone W. Spar Structures Analysis System.: NASA CR-158970, 1978. – P. 1063-1090.

308. Yoshida N., Burkett S., Cotter T.R. Structural sensitivity sensitivity analysis with NASTRAN, NASA – MSC – MAF, 1973. – 350 p.

Додаток А

Лістинги комп’юторної програми аналізу коливальних процесів

```
C     ПРОГРАММА "ПУСК1"
C
C1      DIMENSION PRMT(5),Y(22),DERY(22),AUX(176),Z(4,4)
      DIMENSION Y(22),DERY(22),Z(4,4),WK(250),IWK(22)
      COMMON SM1,SM2,SM3,SM4,SM5,
     *C1,C2,C3,U1,U2,OM0,
     *DRAD,IZ,DD,XDR,
     *B1,B2,B3,
     *PS,
     *PS3,PS4,PS5,
     *YP,PD,EFN
     *,Z,KP0,UM,ELS,ELR,ELM,RS,RR
     *,EM
     *,INDEX
     *,AA,AB,ESM
     *,BE
     *,OMG3,FI3
     *,SM6,SM7,SM8,SM9
     *,C4,C5,C6,C7
     *,B4,B5,B6,B7
     *,PS6,PS7,PS8,PS9
     *,RR0,OMH
C1      EXTERNAL FCT,OUTP
      EXTERNAL FCN,FCNJ
C
      OPEN (10,FILE='DANI.IN')
      OPEN (11,FILE='REZ.TXT')
      OPEN (12,FILE='EM.DAT')
      OPEN (13,FILE='EM1.DAT')
      OPEN (14,FILE='EM2.DAT')
      OPEN (15,FILE='EM3.DAT')
      OPEN (16,FILE='EM7.DAT')
      OPEN (17,FILE='Y(10).DAT')
      OPEN (18,FILE='Y(12).DAT')
      OPEN (19,FILE='Y(14).DAT')
      OPEN (20,FILE='Y(20).DAT')
      OPEN (21,FILE='Y(22).DAT')
C
C1      NDIM=22
C1      KW=10
C1      KW1=0
C
C      READ(10,5) KP0
C      READ (10,3) UM,ELS,ELR,ELM,RS,RR
C    5 FORMAT(I5)
C    3 FORMAT(E12.5)
      KP0=2
      UM=310.5
      ELS=1.22E-03
```

```
      ELR=1.22E-03
      ELM=4.47E-02
      RS=0.0825
      RR=0.107
C
      PRINT 55,KP0
      WRITE(11,55) KP0
      PRINT 22,UM,ELS,ELR,ELM,RS,RR
      WRITE(11,22) UM,ELS,ELR,ELM,RS,RR
   55 FORMAT(1X,'KP0=',I5)
   22 FORMAT(6(1X,E11.4))
C
      NS = 22
      TOL = 1.E-3
      INDEX0=1
      METH = 2
      MITER = 0
      TK = 0
      HDGR = 0.0000001
C
C1    4 CONTINUE
C1      READ 3,BE
      BE=0.002
      SM1=1.2
      SM2=1.5
      SM3=0.228E3
      SM4=0.228E3
      SM5=0.228E3
      SM6=0.228E3
      SM7=0.228E3
      SM8=0.228E3
      SM9=0.228E3
      C1=0.2E4
      C2=0.2E4
      C3=0.2E4
      C4=0.2E4
      C5=0.2E4
      C6=0.2E4
      C7=0.2E4
      U1=100.0
      U2=9.0
      OM0=314.01
      DRAD=0.00028
      IZ=162
      DD=-0.000001
      XDR=0.002
      RR=0.0104
      RR0=RR
      OMH=99.43
      B1=99.9
      B2=3900.2
      B3=3900.2
```

```
      B4=3900.2
      B5=3900.2
      B6=3900.2
      B7=3900.2
      PS3=0.0
      PS4=0.3343E0
      PS5=0.3343E0
      PS6=0.3343E0
      PS7=0.3343E0
      PS8=0.3343E0
      PS9=0.3343E0
      YP=0.
      PD=0.855
      INDEX=3
C
C
C
      DO 20 I=1,4
      DO 20 J=1,4
   20 Z(I,J)=0.0
      ALS=1/ELS
      ALR=1/ELR
      ALM=1/ELM
      Z(1,1)=ALS*(1-ALS/(ALS+ALR+ALM))
      Z(2,2)=Z(1,1)
      Z(3,3)=ALR*(1-ALR/(ALS+ALR+ALM))
      Z(4,4)=Z(3,3)
      Z(1,3)=-ALS*ALR/(ALS+ALR+ALM)
      Z(2,4)=Z(1,3)
      Z(3,1)=Z(1,3)
      Z(4,2)=Z(1,3)
C
      PRINT 1,IZ
      WRITE(11,1) IZ
      PRINT 2,SM1,SM2,SM3,SM4,SM5,C1,C2,C3,U1,U2
      WRITE(11,2) SM1,SM2,SM3,SM4,SM5,C1,C2,C3,U1,U2
      PRINT 6,OM0,DRAD,B1,B2,B3,PS3,PS4,PS5,BE
      WRITE(11,6) OM0,DRAD,B1,B2,B3,PS3,PS4,PS5,BE
    1 FORMAT(1X,'IZ=',I4)
    2 FORMAT(10E11.4)
    6 FORMAT(9E11.4)
C
C1      PRMT(1)=0.
C1      PRMT(2)=0.7
C1      PRMT(3)=0.0002
C1      PRMT(4)=0.1
C1      PRMT(5)=0.
C
      DO 232 K = 1,NS
      DERY(K)=1./22.
  232 Y(K) = 0.0
      Y(5)=-BE*U2*U1
```

```
      Y(6)=-BE*U2
C
      TTK = 0.0001
      NTTT = 100000
      CALL FCN(NS,TK,Y,DERY)
      CALL OUTPN(NS,TK,Y,DERY)
      DO 66 ITT=1,NTTT
      TEND=ITT*TTK
C
      CALL DGEAR  (NS,FCN,FCNJ,TK,HDGR,Y,TEND,TOL,METH,MITER,INDEX0,
     1                IWK,WK,IER)
      CALL OUTPN(NS,TK,Y,DERY)
C
      IF (IER .GT. 0) GO TO 80
C
   66 CONTINUE
   80 PRINT 90, IER
   90 FORMAT(///2X,' ERROR HALT.. IER =',I5)

C1      CALL RKGS(PRMT,Y,DERY,NDIM,IHLF,FCT,OUTP,AUX)
C1      KW1=KW1+1
C1      IF(KW1.LT.KW) GO TO 4
      STOP
      END
```

Лістінги робочої програми

```
 SUBROUTINE DGEAR   (N,FCN,FCNJ,X,H,Y,XEND,TOL,METH,MITER,INDEX,
     1                IWK,WK,IER)
      INTEGER           N,METH,MITER,INDEX,IWK(1),IER
      REAL              X,H,Y(N),XEND,TOL,WK(1)
      INTEGER           NERROR,NSAVE1,NSAVE2,NPW,NY,NC,MFC,KFLAG,
     1                JSTART,NSQ,NQUSED,NSTEP,NFE,NJE,I,N0,NHCUT,KGO,
     2                JER,KER,NN,NEQUIL,IDUMMY(21),NLC,NUC
      REAL              SDUMMY(4)
      REAL              T,HH,HMIN,HMAX,EPSC,UROUND,EPSJ,HUSED,TOUTP,
     1                AYI,D,DN,SEPS,DUMMY(39)
      EXTERNAL          FCN,FCNJ
      COMMON /DBAND/     NLC,NUC
      COMMON /GEAR/      T,HH,HMIN,HMAX,EPSC,UROUND,EPSJ,HUSED,DUMMY,
     1                TOUTP,SDUMMY,NC,MFC,KFLAG,JSTART,NSQ,NQUSED,
     2                NSTEP,NFE,NJE,NPW,NERROR,NSAVE1,NSAVE2,NEQUIL,
     3                NY,IDUMMY,N0,NHCUT
      DATA              SEPS/1.1921E-07/
      IF (MITER.GE.0) NLC = -1
      KER = 0
      JER = 0
      UROUND = SEPS
C                           COMPUTE WORK VECTOR INDICIES
      NERROR = N
```

```
      NSAVE1 = NERROR+N
      NSAVE2 = NSAVE1+N
      NY = NSAVE2+N
      IF (METH.EQ.1) NEQUIL = NY+13*N
      IF (METH.EQ.2) NEQUIL = NY+6*N
      NPW = NEQUIL + N
      IF (MITER.EQ.0.OR.MITER.EQ.3) NPW = NEQUIL
      MFC = 10*METH+IABS(MITER)
C                         CHECK FOR INCORRECT INPUT PARAMETERS
      IF (MITER.LT.-2.OR.MITER.GT.3) GO TO 85
      IF (METH.NE.1.AND.METH.NE.2) GO TO 85
      IF (TOL.LE.0.) GO TO 85
      IF (N.LE.0) GO TO 85
      IF ((X-XEND)*H.GE.0.) GO TO 85
      IF (INDEX.EQ.0) GO TO 10
      IF (INDEX.EQ.2) GO TO 15
      IF (INDEX.EQ.-1) GO TO 20
      IF (INDEX.EQ.3) GO TO 25
      IF (INDEX.NE.1) GO TO 85
      DO 5 I=1,N
        WK(I) = ABS(Y(I))
        IF (WK(I).EQ.0.) WK(I) = 1.
        WK(NY+I) = Y(I)
    5 CONTINUE
      NC = N
      T = X
      HH = H
      IF ((T+HH).EQ.T) KER = 33
      HMIN = ABS(H)
      HMAX = ABS(X-XEND)*10.
      EPSC = TOL
      JSTART = 0
      N0 = N
      NSQ = N0*N0
      EPSJ = SQRT(UROUND)
      NHCUT = 0
      DUMMY(2) = 1.0
      DUMMY(14) = 1.0
      GO TO 30
   10 HMAX = ABS(XEND-TOUTP)*10.
      GO TO 45
   15 HMAX = ABS(XEND-TOUTP)*10.
      IF ((T-XEND)*HH.GE.0.) GO TO 95
      GO TO 50
   20 IF ((T-XEND)*HH.GE.0.) GO TO 90
      JSTART = -1
      NC = N
      EPSC = TOL
   25 IF ((T+HH).EQ.T) KER = 33
   30 NN = N0
      CALL DGRST (FCN,FCNJ,WK(NY+1),WK,WK(NERROR+1),WK(NSAVE1+1),
     1 WK(NSAVE2+1),WK(NPW+1),WK(NEQUIL+1),IWK,NN)
```

```
      KGO = 1-KFLAG
      GO TO (35,55,70,80), KGO
C                              KFLAG = 0, -1, -2, -3
   35 CONTINUE
      D = 0.
      DO 40 I=1,N
         AYI = ABS(WK(NY+I))
         WK(I) = AMAX1(WK(I),AYI)
   40 D = D+(AYI/WK(I))**2
      D = D*(UROUND/TOL)**2
      DN = N
      IF (D.GT.DN) GO TO 75
      IF (INDEX.EQ.3) GO TO 95
      IF (INDEX.EQ.2) GO TO 50
   45 IF ((T-XEND)*HH.LT.0.) GO TO 25
      NN = N0
      CALL DGRIN (XEND,WK(NY+1),NN,Y)
      X = XEND
      GO TO 105
   50 IF (((T+HH)-XEND)*HH.LE.0.) GO TO 25
      IF (ABS(T-XEND).LE.UROUND*AMAX1(10.*ABS(T),HMAX)) GO TO 95
      IF ((T-XEND)*HH.GE.0.) GO TO 95
      HH = (XEND-T)*(1.-4.*UROUND)
      JSTART = -1
      GO TO 25
   55 JER = 66
   60 IF (NHCUT.EQ.10) GO TO 65
      NHCUT = NHCUT+1
      HMIN = HMIN*.1
      HH = HH*.1
      JSTART = -1
      GO TO 25
   65 IF (JER.EQ.66) JER = 132
      IF (JER.EQ.67) JER = 133
      GO TO 95
   70 JER = 134
      GO TO 95
   75 JER = 134
      KFLAG = -2
      GO TO 95
   80 JER = 67
      GO TO 60
   85 JER = 135
      GO TO 110
   90 JER = 136
      NN = N0
      CALL DGRIN (XEND,WK(NY+1),NN,Y)
      X = XEND
      GO TO 110
   95 X = T
      DO 100 I=1,N
  100 Y(I) = WK(NY+I)
```

```
  105 IF (JER.LT.128) INDEX = KFLAG
      TOUTP = X
      IF (KFLAG.EQ.0) H = HUSED
      IF (KFLAG.NE.0) H = HH
  110 IER = MAX0(KER,JER)
 9000 CONTINUE
      IF (KER.NE.0.AND.JER.LT.128) CALL UERTST (KER,'DGEAR ')
      IF (JER.NE.0) CALL UERTST (JER,'DGEAR ')
 9005 RETURN
      END
C*********************************************************************
      SUBROUTINE DGRCS  (METH,NQ,EL,TQ,MAXDER)
      INTEGER          METH,NQ,MAXDER
      REAL            TQ(1)
      REAL            EL(1)
      INTEGER          K
      REAL            PERTST(12,2,3)
      DATA             PERTST/1.,1.,2.,1.,.3158,.7407E-1,
     1               .1391E-1,.2182E-2,.2945E-3,.3492E-4,
     2               .3692E-5,.3524E-6,1.,1.,.5,.1667,
     3               .4167E-1,7*1.,2.,12.,24.,37.89,
     4               53.33,70.08,87.97,106.9,126.7,
     5               147.4,168.8,191.0,2.0,4.5,7.333,
     6               10.42,13.7,7*1.,12.0,24.0,37.89,
     7               53.33,70.08,87.97,106.9,126.7,
     8               147.4,168.8,191.0,1.,3.0,6.0,
     9               9.167,12.5,8*1./
      GO TO (5,10), METH
    5 MAXDER = 12
      GO TO (15,20,25,30,35,40,45,50,55,60,65,70), NQ
   10 MAXDER = 5
      GO TO (75,80,85,90,95), NQ
   15 EL(1) = 1.0
      GO TO 100
   20 EL(1) = 0.5
      EL(3) = 0.5
      GO TO 100
   25 EL(1) = 4.166667E-01
      EL(3) = 0.75
      EL(4) = 1.666667E-01
      GO TO 100
   30 EL(1) = 0.375
      EL(3) = 9.166667E-01
      EL(4) = 3.333333E-01
      EL(5) = 4.166667E-02
      GO TO 100
   35 EL(1) = 3.486111E-01
      EL(3) = 1.041667E0
      EL(4) = 4.861111E-01
      EL(5) = 1.041667E-01
      EL(6) = 8.333333E-03
      GO TO 100
```

```
40 EL(1) = 3.298611E-01
   EL(3) = 1.141667E+00
   EL(4) = 0.625E+00
   EL(5) = 1.770833E-01
   EL(6) = 0.025E+00
   EL(7) = 1.388889E-03
   GO TO 100
45 EL(1) = 3.155919E-01
   EL(3) = 1.225E+00
   EL(4) = 7.518519E-01
   EL(5) = 2.552083E-01
   EL(6) = 4.861111E-02
   EL(7) = 4.861111E-03
   EL(8) = 1.984127E-04
   GO TO 100
50 EL(1) = 3.042245E-01
   EL(3) = 1.296429E+00
   EL(4) = 8.685185E-01
   EL(5) = 3.357639E-01
   EL(6) = 7.777778E-02
   EL(7) = 1.064815E-02
   EL(8) = 7.936508E-04
   EL(9) = 2.480159E-05
   GO TO 100
55 EL(1) = 2.948680E-01
   EL(3) = 1.358929E+00
   EL(4) = 9.765542E-01
   EL(5) = 4.171875E-01
   EL(6) = 1.113542E-01
   EL(7) = 0.01875E+00
   EL(8) = 1.934524E-03
   EL(9) = 1.116071E-04
   EL(10)= 2.755732E-06
   GO TO 100
60 EL(1) = 2.869754E-01
   EL(3) = 1.414484E+00
   EL(4) = 1.077216E+00
   EL(5) = 4.985670E-01
   EL(6) = 1.484375E-01
   EL(7) = 2.906057E-02
   EL(8) = 3.720238E-03
   EL(9) = 2.996858E-04
   EL(10)= 1.377866E-05
   EL(11)= 2.755732E-07
   GO TO 100
65 EL(1) = 2.801896E-01
   EL(3) = 1.464484E+00
   EL(4) = 1.171515E+00
   EL(5) = 5.793582E-01
   EL(6) = 1.883229E-01
   EL(7) = 4.143036E-02
   EL(8) = 6.211144E-03
```

```
      EL(9) = 6.252067E-04
      EL(10)= 4.041740E-05
      EL(11)= 1.515653E-06
      EL(12)= 2.505211E-08
      GO TO 100
   70 EL(1) = 2.742655E-01
      EL(3) = 1.509939E+00
      EL(4) = 1.260271E+00
      EL(5) = 6.592342E-01
      EL(6) = 2.304580E-01
      EL(7) = 5.569725E-02
      EL(8) = 9.439484E-03
      EL(9) = 1.119275E-03
      EL(10) = 9.093915E-05
      EL(11) = 4.822531E-06
      EL(12)= 1.503127E-07
      EL(13)= 2.087676E-09
      GO TO 100
   75 EL(1) = 1.0E+00
      GO TO 100
   80 EL(1) = 6.666667E-01
      EL(3) = 3.333333E-01
      GO TO 100
   85 EL(1) = 5.454545E-01
      EL(3) = EL(1)
      EL(4) = 9.090909E-02
      GO TO 100
   90 EL(1) = 0.48E+00
      EL(3) = 0.7E+00
      EL(4) = 0.2E+00
      EL(5) = 0.02E+00
      GO TO 100
   95 EL(1) = 4.379562E-01
      EL(3) = 8.211679E-01
      EL(4) = 3.102190E-01
      EL(5) = 5.474453E-02
      EL(6) = 3.649635E-03
  100 DO 105 K=1,3
        TQ(K) = PERTST(NQ,METH,K)
  105 CONTINUE
      TQ(4) = .5*TQ(2)/(NQ+2)
      RETURN
      END
C*********************************************************************
      SUBROUTINE DGRIN  (TOUT,Y,N0,Y0)
      INTEGER          N0
      REAL             TOUT,Y0(N0),Y(N0,1)
      INTEGER          NC,MFC,KFLAG,I,L,J,JSTART,NSQ,NQUSED,NSTEP,
     1                 NFE,NJE,NPW,NERROR,NSAVE1,NSAVE2,NEQUIL,NY,
     2                 IDUMMY(23)
      REAL             SDUMMY(4)
      REAL             T,H,HMIN,HMAX,EPSC,UROUND,EPSJ,HUSED,S,S1,
```

```
     1              DUMMY(40)
      COMMON /GEAR/     T,H,HMIN,HMAX,EPSC,UROUND,EPSJ,HUSED,DUMMY,
     1              SDUMMY,NC,MFC,KFLAG,JSTART,NSQ,NQUSED,NSTEP,
     2              NFE,NJE,NPW,NERROR,NSAVE1,NSAVE2,NEQUIL,NY,
     3              IDUMMY
      DO 5 I = 1,NC
        Y0(I) = Y(I,1)
    5 CONTINUE
      L = JSTART + 1
      S = (TOUT - T)/H
      S1 = 1.0
      DO 15 J = 2,L
        S1 = S1*S
        DO 10 I = 1,NC
          Y0(I) = Y0(I) + S1*Y(I,J)
   10   CONTINUE
   15 CONTINUE
      RETURN
      END
C*********************************************************************
      SUBROUTINE DGRST  (FCN,FCNJ,Y,YMAX,ERROR,SAVE1,SAVE2,PW,EQUIL,
     1              IPIV,N0)
      INTEGER          IPIV(1),N0
      REAL             Y(N0,1),YMAX(1),ERROR(1),SAVE1(1),SAVE2(1),
     1              PW(1),EQUIL(1)
      INTEGER          N,MF,KFLAG,JSTART,NQUSED,NSTEP,NFE,NJE,NSQ,
     1              I,METH,MITER,NQ,L,IDOUB,MFOLD,NOLD,IRET,MEO,
     2              MIO,IWEVAL,MAXDER,LMAX,IREDO,J,NSTEPJ,J1,J2,
     3              M,IER,NEWQ,NPW,NERROR,NSAVE1,NSAVE2,NEQUIL,NY,
     4              MITER1,IDUMMY(2),NLC,NUC,NWK,JER
      REAL             TQ(4)
      REAL             T,H,HMIN,HMAX,EPS,UROUND,HUSED,EL(13),OLDL0,
     1              TOLD,RMAX,RC,CRATE,EPSOLD,HOLD,FN,EDN,E,EUP,
     2              BND,RH,R1,CON,R,HL0,R0,D,PHL0,PR3,D1,ENQ3,ENQ2,
     3              PR2,PR1,ENQ1,EPSJ,DUMMY
      EXTERNAL         FCN,FCNJ
      COMMON /DBAND/    NLC,NUC
      COMMON /GEAR/     T,H,HMIN,HMAX,EPS,UROUND,EPSJ,HUSED,
     1              EL,OLDL0,TOLD,RMAX,RC,CRATE,EPSOLD,HOLD,FN,
     2              EDN,E,EUP,BND,RH,R1,R,HL0,R0,D,PHL0,PR3,D1,
     3              ENQ3,ENQ2,PR2,PR1,ENQ1,DUMMY,TQ,
     4              N,MF,KFLAG,JSTART,NSQ,NQUSED,NSTEP,NFE,NJE,
     5              NPW,NERROR,NSAVE1,NSAVE2,NEQUIL,NY,
     6              I,METH,MITER,NQ,L,IDOUB,MFOLD,NOLD,IRET,MEO,
     7              MIO,IWEVAL,MAXDER,LMAX,IREDO,J,NSTEPJ,J1,J2,
     8              M,NEWQ,IDUMMY
      KFLAG = 0
      TOLD = T
      IF (JSTART.GT.0) GO TO 50
      IF (JSTART.NE.0) GO TO 10
      CALL FCN (N,T,Y,SAVE1)
      DO 5 I=1,N
```

```
 5 Y(I,2) = H*SAVE1(I)
   METH = MF/10
   MITER = MF-10*METH
   NQ = 1
   L = 2
   IDOUB = 3
   RMAX = 1.E4
   RC = 0.
   CRATE = 1.
   HOLD = H
   MFOLD = MF
   NSTEP = 0
   NSTEPJ = 0
   NFE = 1
   NJE = 0
   IRET = 3
   GO TO 15
10 IF (MF.EQ.MFOLD) GO TO 25
   MEO = METH
   MIO = MITER
   METH = MF/10
   MITER = MF-10*METH
   MFOLD = MF
   IF (MITER.NE.MIO) IWEVAL = MITER
   IF (METH.EQ.MEO) GO TO 25
   IDOUB = L+1
   IRET = 1
15 CALL DGRCS (METH,NQ,EL,TQ,MAXDER)
   LMAX = MAXDER+1
   RC = RC*EL(1)/OLDL0
   OLDL0 = EL(1)
20 FN = N
   EDN = FN*(TQ(1)*EPS)**2
   E = FN*(TQ(2)*EPS)**2
   EUP = FN*(TQ(3)*EPS)**2
   BND = FN*(TQ(4)*EPS)**2
   EPSOLD = EPS
   NOLD = N
   GO TO (30,35,50), IRET
25 IF ((EPS.EQ.EPSOLD).AND.(N.EQ.NOLD)) GO TO 30
   IF (N.EQ.NOLD) IWEVAL = MITER
   IRET = 1
   GO TO 20
30 IF (H.EQ.HOLD) GO TO 50
   RH = H/HOLD
   H = HOLD
   IREDO = 3
   GO TO 40
35 RH = AMAX1(RH,HMIN/ABS(H))
40 RH = AMIN1(RH,HMAX/ABS(H),RMAX)
   R1 = 1.
   DO 45 J=2,L
```

```
      R1 = R1*RH
   DO 45 I=1,N
45 Y(I,J) = Y(I,J)*R1
   H = H*RH
   RC = RC*RH
   IDOUB = L+1
   IF (IREDO.EQ.0) GO TO 285
50 IF (ABS(RC-1.).GT.0.3) IWEVAL = MITER
   IF (NSTEP.GE.NSTEPJ+20) IWEVAL = MITER
   T = T+H
   DO 55 J1=1,NQ
   DO 55 J2=J1,NQ
      J = (NQ+J1)-J2
   DO 55 I=1,N
55 Y(I,J) = Y(I,J)+Y(I,J+1)
60 DO 65 I=1,N
65 ERROR(I) = 0.
   M = 0
   CALL FCN (N,T,Y,SAVE2)
   NFE = NFE+1
   IF (IWEVAL.LE.0) GO TO 95
   IWEVAL = 0
   RC = 1.
   NJE = NJE+1
   NSTEPJ = NSTEP
   GO TO (75,70,80), MITER
70 NFE = NFE+N
75 CON = -H*EL(1)
   MITER1 = MITER
   CALL DGRPS (FCN,FCNJ,Y,N0,CON,MITER1,YMAX,SAVE1,SAVE2,PW,EQUIL,
  1 IPIV,IER)
   IF (IER.NE.0) GO TO 155
   GO TO 125
80 R = EL(1)*.1
   DO 85 I=1,N
85 PW(I) = Y(I,1)+R*(H*SAVE2(I)-Y(I,2))
   CALL FCN (N,T,PW,SAVE1)
   NFE = NFE+1
   HL0 = H*EL(1)
   DO 90 I=1,N
      R0 = H*SAVE2(I)-Y(I,2)
      PW(I) = 1.
      D = .1*R0-H*(SAVE1(I)-SAVE2(I))
      SAVE1(I) = 0.
      IF (ABS(R0).LT.UROUND*YMAX(I)) GO TO 90
      IF (ABS(D).EQ.0.) GO TO 155
      PW(I) = .1*R0/D
      SAVE1(I) = PW(I)*R0
90 CONTINUE
   GO TO 135
95 IF (MITER.NE.0) GO TO (125,125,105), MITER
   D = 0.
```

```
      DO 100 I=1,N
        R = H*SAVE2(I)-Y(I,2)
        D = D+((R-ERROR(I))/YMAX(I))**2
        SAVE1(I) = Y(I,1)+EL(1)*R
  100 ERROR(I) = R
      GO TO 145
  105 PHL0 = HL0
      HL0 = H*EL(1)
      IF (HL0.EQ.PHL0) GO TO 115
      R = HL0/PHL0
      DO 110 I=1,N
        D = 1.-R*(1.-1./PW(I))
        IF (ABS(D).EQ.0.) GO TO 165
  110 PW(I) = 1./D
  115 DO 120 I=1,N
  120 SAVE1(I) = PW(I)*(H*SAVE2(I)-(Y(I,2)+ERROR(I)))
      GO TO 135
  125 DO 130 I=1,N
  130 SAVE1(I) = H*SAVE2(I)-(Y(I,2)+ERROR(I))
      IF (NLC .EQ. -1) GO TO 131
      NWK = (NLC+NUC+1)*N0+1
      CALL LEQT1B(PW,N,NLC,NUC,N0,SAVE1,1,N0,2,PW(NWK),JER)
      GO TO 135
  131 CALL LUELMF (PW,SAVE1,IPIV,N,N0,SAVE1)
  135 D = 0.
      DO 140 I=1,N
        ERROR(I) = ERROR(I)+SAVE1(I)
        D = D+(SAVE1(I)/YMAX(I))**2
  140 SAVE1(I) = Y(I,1)+EL(1)*ERROR(I)
  145 IF (M.NE.0) CRATE = AMAX1(.9*CRATE,D/D1)
      IF ((D*AMIN1(1.,2.*CRATE)).LE.BND) GO TO 170
      D1 = D
      M = M+1
      IF (M.EQ.3) GO TO 150
      CALL FCN (N,T,SAVE1,SAVE2)
      GO TO 95
  150 NFE = NFE+2
      IF (IWEVAL.EQ.-1) GO TO 165
  155 T = TOLD
      RMAX = 2.
      DO 160 J1=1,NQ
      DO 160 J2=J1,NQ
        J = (NQ+J1)-J2
      DO 160 I=1,N
  160 Y(I,J) = Y(I,J)-Y(I,J+1)
      IF (ABS(H).LE.HMIN*1.00001) GO TO 280
      RH = .25
      IREDO = 1
      GO TO 35
  165 IWEVAL = MITER
      GO TO 60
  170 IF (MITER.NE.0) IWEVAL = -1
```

```
      NFE = NFE+M
      D = 0.
      DO 175 I=1,N
  175 D = D+(ERROR(I)/YMAX(I))**2
      IF (D.GT.E) GO TO 190
      KFLAG = 0
      IREDO = 0
      NSTEP = NSTEP+1
      HUSED = H
      NQUSED = NQ
      DO 180 J=1,L
      DO 180 I=1,N
  180 Y(I,J) = Y(I,J)+EL(J)*ERROR(I)
      IF (IDOUB.EQ.1) GO TO 200
      IDOUB = IDOUB-1
      IF (IDOUB.GT.1) GO TO 290
      IF (L.EQ.LMAX) GO TO 290
      DO 185 I=1,N
  185 Y(I,LMAX) = ERROR(I)
      GO TO 290
  190 KFLAG = KFLAG-1
      T = TOLD
      DO 195 J1=1,NQ
      DO 195 J2=J1,NQ
        J = (NQ+J1)-J2
      DO 195 I=1,N
  195 Y(I,J) = Y(I,J)-Y(I,J+1)
      RMAX = 2.
      IF (ABS(H).LE.HMIN*1.00001) GO TO 270
      IF (KFLAG.LE.-3) GO TO 260
      IREDO = 2
      PR3 = 1.E+20
      GO TO 210
  200 PR3 = 1.E+20
      IF (L.EQ.LMAX) GO TO 210
      D1 = 0.
      DO 205 I=1,N
  205 D1 = D1+((ERROR(I)-Y(I,LMAX))/YMAX(I))**2
      ENQ3 = .5/(L+1)
      PR3 = ((D1/EUP)**ENQ3)*1.4+1.4E-6
  210 ENQ2 = .5/L
      PR2 = ((D/E)**ENQ2)*1.2+1.2E-6
      PR1 = 1.E+20
      IF (NQ.EQ.1) GO TO 220
      D = 0.
      DO 215 I=1,N
  215 D = D+(Y(I,L)/YMAX(I))**2
      ENQ1 = .5/NQ
      PR1 = ((D/EDN)**ENQ1)*1.3+1.3E-6
  220 IF (PR2.LE.PR3) GO TO 225
      IF (PR3.LT.PR1) GO TO 235
      GO TO 230
```

```
225 IF (PR2.GT.PR1) GO TO 230
    NEWQ = NQ
    RH = 1./PR2
    GO TO 250
230 NEWQ = NQ-1
    RH = 1./PR1
    IF (KFLAG.NE.0.AND.RH.GT.1.) RH = 1.
    GO TO 250
235 NEWQ = L
    RH = 1./PR3
    IF (RH.LT.1.1) GO TO 245
    DO 240 I=1,N
240 Y(I,NEWQ+1) = ERROR(I)*EL(L)/L
    GO TO 255
245 IDOUB = 10
    GO TO 290
250 IF ((KFLAG.EQ.0).AND.(RH.LT.1.1)) GO TO 245
    IF (NEWQ.EQ.NQ) GO TO 35
255 NQ = NEWQ
    L = NQ+1
    IRET = 2
    GO TO 15
260 IF (KFLAG.EQ.-7) GO TO 275
    RH = .1
    RH = AMAX1(HMIN/ABS(H),RH)
    H = H*RH
    CALL FCN (N,T,Y,SAVE1)
    NFE = NFE+1
    DO 265 I=1,N
265 Y(I,2) = H*SAVE1(I)
    IWEVAL = MITER
    IDOUB = 10
    IF (NQ.EQ.1) GO TO 50
    NQ = 1
    L = 2
    IRET = 3
    GO TO 15
270 KFLAG = -1
    GO TO 290
275 KFLAG = -2
    GO TO 290
280 KFLAG = -3
    GO TO 290
285 RMAX = 10.
290 HOLD = H
    JSTART = NQ
    RETURN
    END
C*********************************************************************
    SUBROUTINE DGRPS (FCN,FCNJ,Y,N0,CON,MITER,YMAX,SAVE1,SAVE2,PW,
   *                  EQUIL,IPIV,IER)
    INTEGER          N0,MITER,IPIV(1),IER
```

```
      REAL            Y(N0,1),CON,YMAX(1),SAVE1(1),SAVE2(1),PW(1),
     *              EQUIL(1)
      INTEGER         NC,MFC,KFLAG,JSTART,NQUSED,NSTEP,NFE,NJE,NPW,
     *              NSQ,I,J1,J,NERROR,NSAVE1,NSAVE2,NEQUIL,NY,
     *              IDUMMY(23),NLIM,II,IJ,LIM1,LIM2,NB,NLC,NUC,NWK
      REAL            SDUMMY(4)
      REAL            T,H,HMIN,HMAX,EPSC,UROUND,EPSJ,HUSED,D,R0,YJ,R,
     *              D1,D2,WA,DUMMY(40)
      COMMON /DBAND/     NLC,NUC
      COMMON /GEAR/      T,H,HMIN,HMAX,EPSC,UROUND,EPSJ,HUSED,DUMMY,
     *              SDUMMY,NC,MFC,KFLAG,JSTART,NSQ,NQUSED,NSTEP,
     *              NFE,NJE,NPW,NERROR,NSAVE1,NSAVE2,NEQUIL,NY,
     *              IDUMMY
      IF (NLC.EQ.-1) GO TO 45
      NB = NLC+NUC+1
      NWK = NB*N0+1
      IF (MITER.EQ.2) GO TO 15
C                         MITER = 1
      NLIM = NB*N0
      DO 5 I=1,NLIM
        PW(I) = 0.0
    5 CONTINUE
      CALL FCNJ(NC,T,Y,PW)
      DO 10 I=1,NLIM
        PW(I) = PW(I)*CON
   10 CONTINUE
      GO TO 35
C                         MITER = 2
   15 D = 0.0
      DO 20 I=1,NC
   20 D = D+SAVE2(I)**2
      R0 = ABS(H)*SQRT(D)*1.0E+03*UROUND
      DO 30 J=1,NC
        YJ = Y(J,1)
        R = EPSJ*YMAX(J)
        R = AMAX1(R,R0)
        Y(J,1) = Y(J,1)+R
        D = CON/R
        CALL FCN(NC,T,Y,SAVE1)
        LIM1 = MAX0(1,J-NUC)
        LIM2 = MIN0(N0,J+NLC)
        DO 25 I=LIM1,LIM2
          IJ = (J-I+NLC)*N0+I
          PW(IJ) = (SAVE1(I)-SAVE2(I))*D
   25   CONTINUE
        Y(J,1) = YJ
   30 CONTINUE
C                         ADD IDENTITY MATRIX.
   35 DO 40 I=1,NC
        II = NLC*N0+I
        PW(II) = PW(II)+1.0
   40 CONTINUE
```

```
C                         DO LU DECOMPOSITION ON P
      CALL LEQT1B(PW,NC,NLC,NUC,N0,EQUIL,1,N0,1,PW(NWK),IER)
      RETURN
C                         FULL JACOBIAN CASE
   45 IF (MITER.EQ.2) GO TO 55
C                         MITER = 1
      CALL FCNJ(NC,T,Y,PW)
      DO 50 I=1,NSQ
   50 PW(I) = PW(I)*CON
      GO TO 75
C                         MITER = 2
   55 D = 0.0
      DO 60 I=1,NC
   60 D = D+SAVE2(I)**2
      R0 = ABS(H)*SQRT(D)*1.0E+03*UROUND
      J1 = 0
      DO 70 J=1,NC
         YJ = Y(J,1)
         R = EPSJ*YMAX(J)
         R = AMAX1(R,R0)
         Y(J,1) = Y(J,1)+R
         D = CON/R
         CALL FCN(NC,T,Y,SAVE1)
         DO 65 I=1,NC
   65    PW(I+J1) = (SAVE1(I)-SAVE2(I))*D
         Y(J,1) = YJ
         J1 = J1+N0
   70 CONTINUE
C                         ADD IDENTITY MATRIX.
   75 J = 1
      DO 80 I=1,NC
         PW(J) = PW(J)+1.0
         J = J+(N0+1)
   80 CONTINUE
C                         DO LU DECOMPOSITION ON P.
      CALL LUDATF(PW,PW,NC,N0,0,D1,D2,IPIV,EQUIL,WA,IER)
      RETURN
      END
C*********************************************************************
      SUBROUTINE LEQT1B (A,N,NLC,NUC,IA,B,M,IB,IJOB,XL,IER)
      DIMENSION         A(IA,1),XL(N,1),B(IB,1)
      DATA              ZERO/0./,ONE/1.0/
      IER = 0
      JBEG = NLC+1
      NLC1 = JBEG
      IF (IJOB .EQ. 2) GO TO 80
      RN = N
      I = 1
      NC = JBEG+NUC
      NN = NC
      JEND = NC
      IF (N .EQ. 1 .OR. NLC .EQ. 0) GO TO 25
```

```
 5 K = 1
   P = ZERO
   DO 10 J = JBEG,JEND
      A(I,K) = A(I,J)
      Q =  ABS(A(I,K))
      IF (Q .GT. P) P = Q
      K = K+1
10 CONTINUE
   IF (P .EQ. ZERO) GO TO 135
   XL(I,NLC1) = ONE/P
   IF (K .GT. NC) GO TO 20
   DO 15 J = K,NC
      A(I,J) = ZERO
15 CONTINUE
20 I = I+1
   JBEG = JBEG-1
   IF (JEND-JBEG .EQ. N) JEND = JEND-1
   IF (I .LE. NLC) GO TO 5
   JBEG = I
   NN = JEND
25 JEND = N-NUC
   DO 40 I = JBEG,N
      P = ZERO
      DO 30 J = 1,NN
         Q =  ABS(A(I,J))
         IF (Q .GT. P) P = Q
30    CONTINUE
      IF (P .EQ. ZERO) GO TO 135
      XL(I,NLC1) = ONE/P
      IF (I .EQ. JEND) GO TO 37
      IF (I .LT. JEND) GO TO 40
      K = NN+1
      DO 35 J = K,NC
         A(I,J) = ZERO
35    CONTINUE
37    NN = NN-1
40 CONTINUE
   L = NLC
C                          L-U DECOMPOSITION
   DO 75 K = 1,N
      P =  ABS(A(K,1))*XL(K,NLC1)
      I = K
      IF (L .LT. N) L = L+1
      K1 = K+1
      IF (K1 .GT. L) GO TO 50
      DO 45 J = K1,L
         Q = ABS(A(J,1))*XL(J,NLC1)
         IF (Q .LE. P) GO TO 45
         P = Q
         I = J
45    CONTINUE
50    XL(I,NLC1) = XL(K,NLC1)
```

```
      XL(K,NLC1) = I
C                          SINGULARITY FOUND
      Q = RN+P
      IF (Q .EQ. RN) GO TO 135
C                          INTERCHANGE ROWS I AND K
      IF (K .EQ. I) GO TO 60
      DO 55 J = 1,NC
        P = A(K,J)
        A(K,J) = A(I,J)
        A(I,J) = P
 55   CONTINUE
 60   IF (K1 .GT. L) GO TO 75
      DO 70 I = K1,L
        P = A(I,1)/A(K,1)
        IK = I-K
        XL(K1,IK) = P
        DO 65 J = 2,NC
          A(I,J-1) = A(I,J)-P*A(K,J)
 65   CONTINUE
      A(I,NC) = ZERO
 70   CONTINUE
 75 CONTINUE
    IF (IJOB .EQ. 1) GO TO 9005
C                          FORWARD SUBSTITUTION
 80 L = NLC
    DO 105 K = 1,N
      I = XL(K,NLC1)
      IF (I .EQ. K) GO TO 90
      DO 85 J = 1,M
        P = B(K,J)
        B(K,J) = B(I,J)
        B(I,J) = P
 85   CONTINUE
 90   IF (L .LT. N) L = L+1
      K1 = K+1
      IF (K1 .GT. L) GO TO 105
      DO 100 I = K1,L
        IK = I-K
        P = XL(K1,IK)
        DO 95 J = 1,M
          B(I,J) = B(I,J)-P*B(K,J)
 95     CONTINUE
100   CONTINUE
105 CONTINUE
C                          BACKWARD SUBSTITUTION
    JBEG = NUC+NLC
    DO 125 J = 1,M
      L = 1
      K1 = N+1
      DO 120 I = 1,N
        K = K1-I
        P = B(K,J)
```

```
          IF (L .EQ. 1) GO TO 115
          DO 110 KK = 2,L
            IK = KK+K
            P = P-A(K,KK)*B(IK-1,J)
 110        CONTINUE
 115        B(K,J) = P/A(K,1)
          IF (L .LE. JBEG) L = L+1
 120      CONTINUE
 125 CONTINUE
     GO TO 9005
 135 IER = 129
9000 CONTINUE
     CALL UERTST(IER,'LEQT1B')
9005 RETURN
     END
C*********************************************************************
     SUBROUTINE LUDATF (A,LU,N,IA,IDGT,D1,D2,IPVT,EQUIL,WA,IER)
     DIMENSION         A(IA,1),LU(IA,1),IPVT(1),EQUIL(1)
     REAL              LU
     DATA              ZERO,ONE,FOUR,SIXTN,SIXTH/0.0,1.,4.,16.,.0625/
C                          INITIALIZATION
     IER = 0
     RN = N
     WREL = ZERO
     D1 = ONE
     D2 = ZERO
     BIGA = ZERO
     DO 10 I=1,N
       BIG = ZERO
       DO 5 J=1,N
         P = A(I,J)
         LU(I,J) = P
         P = ABS(P)
         IF (P .GT. BIG) BIG = P
   5   CONTINUE
       IF (BIG .GT. BIGA) BIGA = BIG
       IF (BIG .EQ. ZERO) GO TO 110
       EQUIL(I) = ONE/BIG
  10 CONTINUE
     DO 105 J=1,N
       JM1 = J-1
       IF (JM1 .LT. 1) GO TO 40
C                          COMPUTE U(I,J), I=1,...,J-1
       DO 35 I=1,JM1
         SUM = LU(I,J)
         IM1 = I-1
         IF (IDGT .EQ. 0) GO TO 25
C                          WITH ACCURACY TEST
         AI = ABS(SUM)
         WI = ZERO
         IF (IM1 .LT. 1) GO TO 20
         DO 15 K=1,IM1
```

```
          T = LU(I,K)*LU(K,J)
          SUM = SUM-T
          WI = WI+ABS(T)
 15     CONTINUE
        LU(I,J) = SUM
 20     WI = WI+ABS(SUM)
        IF (AI .EQ. ZERO) AI = BIGA
        TEST = WI/AI
        IF (TEST .GT. WREL) WREL = TEST
        GO TO 35
C                       WITHOUT ACCURACY
 25     IF (IM1 .LT. 1) GO TO 35
        DO 30 K=1,IM1
          SUM = SUM-LU(I,K)*LU(K,J)
 30     CONTINUE
        LU(I,J) = SUM
 35   CONTINUE
 40   P = ZERO
C                       COMPUTE U(J,J) AND L(I,J), I=J+1,...,
      DO 70 I=J,N
        SUM = LU(I,J)
        IF (IDGT .EQ. 0) GO TO 55
C                       WITH ACCURACY TEST
        AI = ABS(SUM)
        WI = ZERO
        IF (JM1 .LT. 1) GO TO 50
        DO 45 K=1,JM1
          T = LU(I,K)*LU(K,J)
          SUM = SUM-T
          WI = WI+ABS(T)
 45     CONTINUE
        LU(I,J) = SUM
 50     WI = WI+ABS(SUM)
        IF (AI .EQ. ZERO) AI = BIGA
        TEST = WI/AI
        IF (TEST .GT. WREL) WREL = TEST
        GO TO 65
C                       WITHOUT ACCURACY TEST
 55     IF (JM1 .LT. 1) GO TO 65
        DO 60 K=1,JM1
          SUM = SUM-LU(I,K)*LU(K,J)
 60     CONTINUE
        LU(I,J) = SUM
 65     Q = EQUIL(I)*ABS(SUM)
        IF (P .GE. Q) GO TO 70
        P = Q
        IMAX = I
 70   CONTINUE
C                       TEST FOR ALGORITHMIC SINGULARITY
      Q = RN+P
 71   IF (Q .EQ. RN) GO TO 110
      IF (J .EQ. IMAX) GO TO 80
```

```
C                         INTERCHANGE ROWS J AND IMAX
      D1 = -D1
      DO 75 K=1,N
        P = LU(IMAX,K)
        LU(IMAX,K) = LU(J,K)
        LU(J,K) = P
 75   CONTINUE
      EQUIL(IMAX) = EQUIL(J)
 80   IPVT(J) = IMAX
      D1 = D1*LU(J,J)
 85   IF (ABS(D1) .LE. ONE) GO TO 90
      D1 = D1*SIXTH
      D2 = D2+FOUR
      GO TO 85
 90   IF (ABS(D1) .GE. SIXTH) GO TO 95
      D1 = D1*SIXTN
      D2 = D2-FOUR
      GO TO 90
 95   CONTINUE
      JP1 = J+1
      IF (JP1 .GT. N) GO TO 105
C                         DIVIDE BY PIVOT ELEMENT U(J,J)
      P = LU(J,J)
      DO 100 I=JP1,N
        LU(I,J) = LU(I,J)/P
 100  CONTINUE
 105 CONTINUE
C                         PERFORM ACCURACY TEST
     IF (IDGT .EQ. 0) GO TO 9005
     P = 3*N+3
     WA = P*WREL
     Q = WA+10.0**(-IDGT)
 106 IF (Q .NE. WA) GO TO 9005
     IER = 34
     GO TO 9000
C                         ALGORITHMIC SINGULARITY
 110 IER = 129
     D1 = ZERO
     D2 = ZERO
9000 CONTINUE
C                         PRINT ERROR
     CALL UERTST(IER,'LUDATF')
9005 RETURN
     END
C*********************************************************************
     SUBROUTINE LUELMF (A,B,IPVT,N,IA,X)
     DIMENSION        A(IA,1),B(1),IPVT(1),X(1)
C                         SOLVE LY = B FOR Y
     DO 5 I=1,N
   5 X(I) = B(I)
     IW = 0
     DO 20 I=1,N
```

```
      IP = IPVT(I)
      SUM = X(IP)
      X(IP) = X(I)
      IF (IW .EQ. 0) GO TO 15
      IM1 = I-1
      DO 10 J=IW,IM1
        SUM = SUM-A(I,J)*X(J)
 10   CONTINUE
      GO TO 20
 15   IF (SUM .NE. 0.) IW = I
 20 X(I) = SUM
C                          SOLVE UX = Y FOR X
    DO 30 IB=1,N
      I = N+1-IB
      IP1 = I+1
      SUM = X(I)
      IF (IP1 .GT. N) GO TO 30
      DO 25 J=IP1,N
        SUM = SUM-A(I,J)*X(J)
 25   CONTINUE
 30 X(I) = SUM/A(I,I)
    RETURN
    END
C*****************************************************************
    SUBROUTINE UERTST (IER,NAME)
    INTEGER          IER
    CHARACTER        NAME*(*)
    INTEGER          I,IEQ,IEQDF,IOUNIT,LEVEL,LEVOLD,NAMEQ(6),
   *              NAMSET(6),NAMUPK(6),NIN,NMTB
    DATA             NAMSET/1HU,1HE,1HR,1HS,1HE,1HT/
    DATA             NAMEQ/6*1H /
    DATA             LEVEL/4/,IEQDF/0/,IEQ/1H=/
C                          UNPACK NAME INTO NAMUPK
    CALL USPKD (NAME,6,NAMUPK,NMTB)
C                          GET OUTPUT UNIT NUMBER
    CALL UGETIO(1,NIN,IOUNIT)
C                          CHECK IER
    IF (IER.GT.999) GO TO 25
    IF (IER.LT.-32) GO TO 55
    IF (IER.LE.128) GO TO 5
    IF (LEVEL.LT.1) GO TO 30
C                          PRINT TERMINAL MESSAGE
    IF (IEQDF.EQ.1) WRITE(IOUNIT,35) IER,NAMEQ,IEQ,NAMUPK
    IF (IEQDF.EQ.0) WRITE(IOUNIT,35) IER,NAMUPK
    GO TO 30
  5 IF (IER.LE.64) GO TO 10
    IF (LEVEL.LT.2) GO TO 30
C                          PRINT WARNING WITH FIX MESSAGE
    IF (IEQDF.EQ.1) WRITE(IOUNIT,40) IER,NAMEQ,IEQ,NAMUPK
    IF (IEQDF.EQ.0) WRITE(IOUNIT,40) IER,NAMUPK
    GO TO 30
 10 IF (IER.LE.32) GO TO 15
```

```
C                         PRINT WARNING MESSAGE
      IF (LEVEL.LT.3) GO TO 30
      IF (IEQDF.EQ.1) WRITE(IOUNIT,45) IER,NAMEQ,IEQ,NAMUPK
      IF (IEQDF.EQ.0) WRITE(IOUNIT,45) IER,NAMUPK
      GO TO 30
   15 CONTINUE
C                         CHECK FOR UERSET CALL
      DO 20 I=1,6
        IF (NAMUPK(I).NE.NAMSET(I)) GO TO 25
   20 CONTINUE
      LEVOLD = LEVEL
      LEVEL = IER
      IER = LEVOLD
      IF (LEVEL.LT.0) LEVEL = 4
      IF (LEVEL.GT.4) LEVEL = 4
      GO TO 30
   25 CONTINUE
      IF (LEVEL.LT.4) GO TO 30
C                         PRINT NON-DEFINED MESSAGE
      IF (IEQDF.EQ.1) WRITE(IOUNIT,50) IER,NAMEQ,IEQ,NAMUPK
      IF (IEQDF.EQ.0) WRITE(IOUNIT,50) IER,NAMUPK
   30 IEQDF = 0
      RETURN
   35 FORMAT(19H *** TERMINAL ERROR,10X,7H(IER = ,I3,
     1      20H) FROM IMSL ROUTINE ,6A1,A1,6A1)
   40 FORMAT(27H *** WARNING WITH FIX ERROR,2X,7H(IER = ,I3,
     1      20H) FROM IMSL ROUTINE ,6A1,A1,6A1)
   45 FORMAT(18H *** WARNING ERROR,11X,7H(IER = ,I3,
     1      20H) FROM IMSL ROUTINE ,6A1,A1,6A1)
   50 FORMAT(20H *** UNDEFINED ERROR,9X,7H(IER = ,I5,
     1      20H) FROM IMSL ROUTINE ,6A1,A1,6A1)
C                         SAVE P FOR P = R CASE
C                           P IS THE PAGE NAMUPK
C                           R IS THE ROUTINE NAMUPK
   55 IEQDF = 1
      DO 60 I=1,6
   60 NAMEQ(I) = NAMUPK(I)
   65 RETURN
      END
C*********************************************************************
      SUBROUTINE UGETIO(IOPT,NIN,NOUT)
      INTEGER          IOPT,NIN,NOUT
      INTEGER          NIND,NOUTD
      DATA             NIND/7/,NOUTD/6/
      IF (IOPT.EQ.3) GO TO 10
      IF (IOPT.EQ.2) GO TO 5
      IF (IOPT.NE.1) GO TO 9005
      NIN = NIND
      NOUT = NOUTD
      GO TO 9005
    5 NIND = NIN
      GO TO 9005
```

```
   10 NOUTD = NOUT
 9005 RETURN
      END
C*********************************************************************
      SUBROUTINE USPKD  (PACKED,NCHARS,UNPAKD,NCHMTB)
      INTEGER          NC,NCHARS,NCHMTB
      INTEGER          UNPAKD(1),IBLANK
      CHARACTER*(*)     PACKED
      DATA             IBLANK /1H /
C                        INITIALIZE NCHMTB
      NCHMTB = 0
C                        RETURN IF NCHARS IS LE ZERO
      IF(NCHARS.LE.0) RETURN
C                        SET NC=NUMBER OF CHARS TO BE DECODED
      NC = MIN0 (129,NCHARS)
      READ (PACKED,150) (UNPAKD(I),I=1,NC)
  150 FORMAT (129A1)
C                        CHECK UNPAKD ARRAY AND SET NCHMTB
C                        BASED ON TRAILING BLANKS FOUND
      DO 200 N = 1,NC
        NN = NC - N + 1
        IF(UNPAKD(NN) .NE. IBLANK) GO TO 210
  200 CONTINUE
      NN = 0
  210 NCHMTB = NN
      RETURN
      END
```

Додаток Б

Лістинги комп'ютерної програми багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусу «Корпус»

```
using System;
using System.Collections.Generic;
using System.ComponentModel;
using System.Data;
using System.Drawing;
using System.Text;
using System.Windows.Forms;

namespace Reductor2015
{
    public partial class Form1 : Form
    {
        public Form1()
        {
            InitializeComponent();
            textBox1.Text = "";
            textBox2.Text = "";

            textBox4.Text = "";
            textBox5.Text = "";
            textBox6.Text = "";
            textBox7.Text = "";
            textBox8.Text = "";
            textBox9.Text = "";
            textBox10.Text = "";
            textBox11.Text = "";
            textBox12.Text = "";
            textBox13.Text = "";
            textBox14.Text = "";
            textBox15.Text = "";
            textBox16.Text = "";
            textBox17.Text = "";
            textBox18.Text = "";
            textBox19.Text = "";
            textBox20.Text = "";
            textBox21.Text = "";
            textBox22.Text = "";
            textBox23.Text = "";
            textBox24.Text = "";
            textBox25.Text = "";
            textBox26.Text = "";
            textBox27.Text = "";
```

```
            textBox28.Text = "";
            textBox29.Text = "";
            textBox30.Text = "";
            textBox31.Text = "";
            textBox32.Text = "";
            textBox33.Text = "";
            textBox34.Text = "";
            textBox35.Text = "";
            textBox36.Text = "";
            textBox37.Text = "";
            textBox38.Text = "";
            textBox39.Text = "";
            textBox40.Text = "";
            textBox41.Text = "";
            textBox42.Text = "";
            textBox43.Text = "";
            textBox44.Text = "";
            textBox45.Text = "";
            textBox46.Text = "";
            textBox47.Text = "";
            textBox48.Text = "";
            textBox49.Text = "";
            textBox50.Text = "";
            pictureBox1.Visible=false;
            pictureBox2.Visible = false;
            pictureBox3.Visible = false;
        }

        private void textBox4_TextChanged(object sender, EventArgs e)
        {

        }

        private void textBox5_TextChanged(object sender, EventArgs e)
        {

        }
        double m_n = 0,beta=0, u12 = 0, alpn = 0, d1 = 0, d2 = 0, d3 = 0, d4 = 0, dl1
=0, dl2 = 0, dl3 = 0, dl4 = 0, aw12=0, aw23 = 0, D1=0, bn1=0, D2=0, bn2=0, D3 =
0, bn3 = 0, n=0, S=0, Sb =0, B=0, km=0, H=0, EQj=0, Qp=0, alp=0, a1 =0, b1=0,
a2= 0, b2 = 0, a3 = 0, b3 = 0, a4 = 0, b4 = 0, a5 = 0, b5 = 0, a6 = 0, b6 = 0, p=0,
B1=0, B2=0, lk1=0, lk2=0, lk3=0, E=0, d=0;


        private void label22_Click(object sender, EventArgs e)
```

```
{

}

private void label40_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox2_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox8_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox25_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox22_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox13_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox12_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox10_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}
```

```
private void textBox9_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox19_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox18_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox30_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox32_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox35_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox40_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox41_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox45_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}
```

```
private void textBox48_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label55_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label52_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label43_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label37_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label24_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label20_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label15_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label59_Click(object sender, EventArgs e)
{
```

```
}

private void label58_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label38_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label46_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label48_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label5_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label9_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox24_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox6_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox31_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{
```

```
}

private void textBox33_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox38_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void groupBox1_Enter(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label14_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox49_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label60_Click(object sender, EventArgs e)
{


}


private void radioButton1_CheckedChanged(object sender, EventArgs e)
{
    textBox1.Text = "";
    textBox2.Text = "";

    textBox4.Text = "";
    textBox5.Text = "";
    textBox6.Text = "";
    textBox7.Text = "";
    textBox8.Text = "";
    textBox9.Text = "";
```

```
    textBox10.Text = "";
    textBox11.Text = "";
    textBox12.Text = "";
    textBox13.Text = "";
    textBox14.Text = "";
    textBox15.Text = "";
    textBox16.Text = "";
    textBox17.Text = "";
    textBox18.Text = "";
    textBox19.Text = "";
    textBox20.Text = "";
    textBox21.Text = "";
    textBox22.Text = "";
    textBox23.Text = "";
    textBox24.Text = "";
    textBox25.Text = "";
    textBox26.Text = "";
    textBox27.Text = "";
    textBox28.Text = "";
    textBox29.Text = "";
    textBox30.Text = "";
    textBox31.Text = "";
    textBox32.Text = "";
    textBox33.Text = "";
    textBox34.Text = "";
    textBox35.Text = "";
    textBox36.Text = "";
    textBox37.Text = "";
    textBox38.Text = "";
    textBox39.Text = "";
    textBox40.Text = "";
    textBox41.Text = "";
    textBox42.Text = "";
    textBox43.Text = "";
    textBox44.Text = "";
    textBox45.Text = "";
    textBox46.Text = "";
    textBox47.Text = "";
    textBox48.Text = "";
    textBox49.Text = "";
    textBox50.Text = "";
  //  textBox51.Text = "";
```

```
}

private void radioButton2_CheckedChanged(object sender, EventArgs e)
{
    textBox1.Text = "2,5";
    textBox5.Text = "6,3";
    textBox4.Text = "9";
    textBox6.Text = "20";
    textBox7.Text = "58,22";
    textBox16.Text = "352,11";
    textBox17.Text = "0";
    textBox26.Text = "0";
    textBox11.Text = "63,22";
    textBox21.Text = "382,35";
    textBox20.Text = "0";
    textBox2.Text = "0";
    textBox8.Text = "200";
    textBox24.Text = "0";
    textBox25.Text = "90";
    textBox15.Text = "24,75 ";
    textBox22.Text = "140";
    textBox13.Text = "36";
    textBox27.Text = "0";
    textBox12.Text = "0";
    textBox10.Text = "1450";
    textBox9.Text = "49629";
    textBox19.Text = "2500 ";
    textBox14.Text = "155";
    textBox18.Text = "1";
    textBox23.Text = "300";
    textBox28.Text = "18";
    textBox29.Text = "6700";
    textBox30.Text = "1,4";
    textBox31.Text = "50";
    textBox32.Text = "105";
    textBox34.Text = "1,2";
    textBox33.Text = "1,5";
    textBox36.Text = "5000";
    textBox35.Text = "6000";
    textBox38.Text = "278";
    textBox37.Text = "333";
    textBox40.Text = "0,94";
    textBox39.Text = "0,98";
    textBox42.Text = "60";
```

```
    textBox41.Text = "80";
    textBox43.Text = "0,5";
    textBox44.Text = "85";
    textBox45.Text = "83";
    textBox46.Text = "26";
    textBox47.Text = "30";
    textBox48.Text = "0";
    textBox49.Text = "200000";
    textBox50.Text = "58";









}

private void radioButton3_CheckedChanged(object sender, EventArgs e)
{
    textBox1.Text = "1,5";
    textBox5.Text = "20";
    textBox4.Text = "11";
    textBox6.Text = "20";
    textBox7.Text = "41,22";
    textBox16.Text = "158,77";
    textBox17.Text = "48,65";
    textBox26.Text = "251,37";
    textBox11.Text = "44,22";
    textBox21.Text = "161,77";
    textBox20.Text = "52,65";
    textBox2.Text = "255,37";
    textBox8.Text = "80";
    textBox24.Text = "100";
    textBox25.Text = "47";
    textBox15.Text = "15";
    textBox22.Text = "62";
    textBox13.Text = "17";
    textBox27.Text = "80";
    textBox12.Text = "21";
```

```
    textBox10.Text = "1450";
    textBox9.Text = "49629";
    textBox19.Text = "2500 ";
    textBox14.Text = "155";
    textBox18.Text = "1";
    textBox23.Text = "300";
    textBox28.Text = "18";
    textBox29.Text = "3750";
    textBox30.Text = "1,4";
    textBox31.Text = "2";
    textBox32.Text = "12";
    textBox34.Text = "1,2";
    textBox33.Text = "1,5";
    textBox36.Text = "5000";
    textBox35.Text = "6000";
    textBox38.Text = "278";
    textBox37.Text = "333";
    textBox40.Text = "0,94";
    textBox39.Text = "0,98";
    textBox42.Text = "60";
    textBox41.Text = "80";
    textBox43.Text = "0,5";
    textBox44.Text = "24";
    textBox45.Text = "30";
    textBox46.Text = "15,5";
    textBox47.Text = "15,5";
    textBox48.Text = "15,5";
    textBox49.Text = "200000";
    textBox50.Text = "30";

}

private void label21_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label17_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label32_Click(object sender, EventArgs e)
{
```

```
}

private void label34_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label10_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label19_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label23_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label29_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label45_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label50_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label54_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label57_Click(object sender, EventArgs e)
{
```

```
}

private void label56_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label53_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label51_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label35_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label33_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label27_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label16_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label13_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label7_Click(object sender, EventArgs e)
{
```

```
}

private void label18_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label36_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label30_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label28_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label26_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label12_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label6_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void label1_Click(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox15_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{
```

```
}

private void textBox3_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void textBox1_TextChanged(object sender, EventArgs e)
{

}

private void button1_Click(object sender, EventArgs e)
{
    try
    {
        richTextBox1.Text = "";
        count = 0;
        beta = Convert.ToDouble(textBox4.Text);
        m_n = Convert.ToDouble(textBox1.Text);
        u12 = Convert.ToDouble(textBox5.Text);
        alpn = Convert.ToDouble(textBox6.Text);
        d1 = Convert.ToDouble(textBox7.Text);
        d2 = Convert.ToDouble(textBox16.Text);
        d3 = Convert.ToDouble(textBox17.Text);
        d4 = Convert.ToDouble(textBox26.Text);

        dl1 = Convert.ToDouble(textBox11.Text);
        dl2 = Convert.ToDouble(textBox21.Text);
        dl3 = Convert.ToDouble(textBox20.Text);
        dl4 = Convert.ToDouble(textBox2.Text);

        aw12 = Convert.ToDouble(textBox8.Text);
        aw23 = Convert.ToDouble(textBox24.Text);

        D1 = Convert.ToDouble(textBox25.Text);
        bn1 = Convert.ToDouble(textBox15.Text);

        D2 = Convert.ToDouble(textBox22.Text);
        bn2 = Convert.ToDouble(textBox13.Text);

        D3 = Convert.ToDouble(textBox27.Text);
        bn3 = Convert.ToDouble(textBox12.Text);

        n = Convert.ToDouble(textBox10.Text);
```

```
S = Convert.ToDouble(textBox9.Text);

Sb = Convert.ToDouble(textBox19.Text);
B = Convert.ToDouble(textBox14.Text);
km = Convert.ToDouble(textBox18.Text);
H = Convert.ToDouble(textBox23.Text);

EQj = Convert.ToDouble(textBox28.Text);
Qp = Convert.ToDouble(textBox29.Text);
alp = Convert.ToDouble(textBox30.Text);

a1 = Convert.ToDouble(textBox31.Text);
b1 = Convert.ToDouble(textBox32.Text);
a2 = Convert.ToDouble(textBox34.Text);
b2 = Convert.ToDouble(textBox33.Text);
a3 = Convert.ToDouble(textBox36.Text);
b3 = Convert.ToDouble(textBox35.Text);
a4 = Convert.ToDouble(textBox38.Text);
b4 = Convert.ToDouble(textBox37.Text);
a5 = Convert.ToDouble(textBox40.Text);
b5 = Convert.ToDouble(textBox39.Text);
a6 = Convert.ToDouble(textBox42.Text);
b6 = Convert.ToDouble(textBox41.Text);

p = Convert.ToDouble(textBox43.Text);
B1 = Convert.ToDouble(textBox44.Text);

B2 = Convert.ToDouble(textBox45.Text);
lk1 = Convert.ToDouble(textBox46.Text);
lk2 = Convert.ToDouble(textBox47.Text);
lk3 = Convert.ToDouble(textBox48.Text);

E = Convert.ToDouble(textBox49.Text);
d = Convert.ToDouble(textBox50.Text);
if (checkBox3.Checked == true)
{
   richTextBox1.AppendText("\n**************Вхідні дані
***********\n");
   richTextBox1.AppendText("\nm_n =" + m_n + "\nu12 = " + u12 +
"\nalpn = " + alpn + "\nd1 = " + d1 + "\nd2 =" + d2 + "\nd3 = " + d3 + "\nd4 = " +
d4 + "\ndl1 =" + dl1 + "\ndl2 = " + dl2 + "\ndl3 = " + dl3 + "\ndl4 = " + dl4 +
"\naw12=" + aw12 + "\naw23 =" + aw23 + "\nD1=" + D1 + "\nbn1 =" + bn1 +
"\nD2=" + D2 + "\nbn2=" + bn2 + "\nD3 =" + D3 + "\nbn3 =" + bn3 + "\nn=" + n
+ "\nS=" + S + "\nSb =" + Sb + "\nB=" + B + "\nkm=" + km + "\nH=" + H +
"\nEQj =" + EQj + "\nQp =" + Qp + "\nalp =" + alp + "\na1 =" + a1 + "\nb1=" + b1
```

```
+ "\na2 = " + a2 + "\nb2 = " + b2 + "\na3 = " + a3 + "\nb3 = " + b3 + "\na4 = " + a4
+ "\nb4 = " + b4 + "\na5 = " + a5 + "\nb5 = " + b5 + "\na6 = " + a6 + "\nb6 =" + b6
+ "\np=" + p + "\nB1 =" + B1 + "\nB2 =" + B2 + "\nlk1 =" + lk1 + "\nlk2=" + lk2
+ "\nlk3 =" + lk3 + "\nE=" + E + "\nd=" + d);
            }
            richTextBox1.AppendText("\n \n");
            N = 0;
            K = 0;
            bl_3_4_5_6_7();
        }
        catch(Exception e1) {
            richTextBox1.AppendText("Не корректно введені дані" +e1);
        }
    }
    Random M1 = new Random();
    double m1, m2, m3, m4, m5, m6, Pi, w, Ti, Mmax, L, bri, br1, R1, t1, Te,
Kpi, N, K, count =0;
    void bl_3_4_5_6_7() {
        N++;

                m1 = Math.Round(M1.NextDouble(), 2);
                m2 = Math.Round(M1.NextDouble(), 2);
                m3 = Math.Round(M1.NextDouble(), 2);
                m4 = Math.Round(M1.NextDouble(), 2);
                m5 = Math.Round(M1.NextDouble(), 2);
                m6 = Math.Round(M1.NextDouble(), 2);

        /* m1 = 0.52;
        m2 = 0.48;
        m3 = 0.3;
        m4 = 0.25;
        m5 = 0.78;
        m6 = 0.15;
        if (count > 0) {
            m1 = 0.3;
            m2 = 0.29;
            m3 = 0.28;
            m4 = 0.52;
            m5 = 0.9;
            m6 = 0.11;
        }
        */
        richTextBox1.AppendText("\n Цикл № "+count++);
        count++;
```

```
Pi =Math.Round( a1+m1*(b1-a1), 3);
Kpi =Math.Round( a2 + m2 * (b2 - a2),3);
Te = Math.Round(a3 + m3 * (b3 - a3),3);
t1= Math.Round (a4 + m4 * (b4 - a4),3 );
R1 = Math.Round(a5 + m5 * (b5 - a5), 2);
br1 = Math.Round (a6 + m6 * (b6 - a6),3);


w = Math.Round((3.14 * n) / 30,3);
Ti = Math.Round((1000 * Pi * Kpi) / (u12 * w), 2);
Mmax = Math.Round(1.9 * Ti,3);
L = Math.Round(aw12 + ((D1 + D2) / 2),3);
bri = Math.Round(Math.Sqrt((6*Mmax *1000)/(L*br1)),1);

if (checkBox2.Checked) {
   richTextBox1.AppendText("\nm1="+ m1+ "\nm2=" + m2+ "\nm3=" +
m3+ "\nm4=" + m4+ "\nm5=" + m5+ "\nm6=" + m6);
   richTextBox1.AppendText("\nPi = a1+m1*(b1-a1) = "+  a1+" +"+ m1
+"* ("+b1+" -" + a1+"="+Pi);
   richTextBox1.AppendText("\nKpi = a2+m2*(b2-a2) = " + a2 + " +" +
m2 + "* (" + b2 + " -" + a2 + "=" + Kpi);
   richTextBox1.AppendText("\nTe = a3+m3*(b3-a3) = " + a3 + " +" + m3
+ "* (" + b3 + " -" + a3 + "=" + Te);
   richTextBox1.AppendText("\nt1 = a4+m4*(b4-a4) = " + a4 + " +" + m4
+ "* (" + b4 + " -" + a4 + "=" + t1);
   richTextBox1.AppendText("\nR1 = a5+m5*(b5-a5) = " + a5 + " +" + m5
+ "* (" + b5 + " -" + a5 + "=" + R1);
   richTextBox1.AppendText("\nbr1 = a6+m6*(b6-a6) = " + a6 + " +" +
m6 + "* (" + b6 + " -" + a6 + "=" + br1);
   richTextBox1.AppendText("\nw = (3.14 * n) / 30 = 3.14 * "+n+") / 30");
   richTextBox1.AppendText("\nTi = (1000 * Pi * Kpi) / (u12 * w) = "+ "
(1000 *"+ Pi+" * " + Kpi+") / ("+u12+" * " +w+")=" +Ti);
   richTextBox1.AppendText("\n Mmax = 1.9 * Ti = " + " 1.9 *" + Ti+"="
+Mmax);
   richTextBox1.AppendText("\nL = aw12 + ((D1 + D2) / 2)" + aw12+" +
((" +D1+" +"+ D2+") /"+ 2+")="+L);
   richTextBox1.AppendText("\n  bri = Math.Round(Math.Sqrt((6*Mmax
*1000)/(L*br1)),1)" + "Math.Round(Math.Sqrt((6 *"+ Mmax + " * 1000) / ("+L+"
* " +br1+")), 1)=" +bri);

}
if (bri < 8)
{
   bri = 8;
   bl_10_11_12();
```

```
            }
            else if (bri >= 8) {
                bl_10_11_12();
            }
        }
        double mi, Mi, Zi, Qbi, Tbi, Qei, Qhi, Ei;
        void bl_10_11_12() {
            mi = Math.Round( 7.8 * Math.Pow(10, -6) * L * bri * bri,3);
            Mi = Math.Round(mi * (S - 0.15 * Sb) / 1000, 2);
            Zi =Math.Round( 1.6 * mi * km,3);
            Qbi = Math.Round ((Mi + Zi) * (1 + H / 100),3);

            Qei = Math.Round(155 * EQj,3);
            Tbi = Math.Round(Math.Sqrt((t1 * t1) / (-Math.Log(R1))), 2);
            Qhi = Math.Round(Qp * Math.Pow((Tbi / Te), alp), 0);
            Ei = Math.Round((Qbi + Qei) * (Te / Tbi),3);

            Eipop = Ei;
            Qhipop = Qhi;
            if (checkBox2.Checked)
            {
                richTextBox1.AppendText("\n  mi = 7.8 * Math.Pow(10, -6) * L * bri *
bri=" +" 7.8 * Math.Pow(10, -6) * "+L+" * "+bri+" *"+ bri+"="+mi);
                richTextBox1.AppendText("\n Mi = mi * (S - 0.15 * Sb) / 1000+" +
mi+" * ("+S +"- 0.15 * "+Sb+") / 1000"+"="+Mi);
                richTextBox1.AppendText("\n Zi = 1.6 * mi * km = " + " 1.6 *"+ mi+"
*"+ km+"="+Zi);
                richTextBox1.AppendText("\n Qbi = (Mi + Zi) * (1 + H / 100) = "+
"("+Mi +"+"+ Zi+") * (1 + "+H+" / 100)="+Qbi);
                richTextBox1.AppendText("\n Qei = 155 * EQj = "+ " 155 *"+
EQj+"="+Qei);
                richTextBox1.AppendText("\n Tbi = Math.Sqrt((t1 * t1) / (-
Math.Log(R1, Math.E))) = "+ "Math.Sqrt(("+t1+" * "+t1+") / (-Math.Log("+R1+",
Math.E)))="+Tbi);
                richTextBox1.AppendText("\n Qhi = Qp * Math.Pow((Tbi / Te), alp)= "
+  Qp +"* Math.Pow(("+Tbi+" /"+ Te+"),"+ alp+")="+Qhi);
                richTextBox1.AppendText("\n Ei = (Qbi + Qei) * (Te / Tbi) = "+
"("+Qbi+" +"+ Qei+") * ("+Te+" /"+ Tbi+")="+Ei);
            }
            if (N == 1)
            {
                bl_3_4_5_6_7();
            }
            else
                if (N > 1) {
```

```
                ki_1 = Math.Abs(Eipop - Qhipop);
                ki = Math.Abs(Ei - Qhi);
                if (checkBox2.Checked)
                {
                    richTextBox1.AppendText("\nki_1 = Math.Abs(Eipop - Qhipop) =
" + "Math.Abs("+Eipop+" -"+ Qhipop+")=" +ki_1);
                    richTextBox1.AppendText("\n ki = Math.Abs(Ei - Qhi)=
Math.Abs(" +Ei+ " -  "+Qhi+")=" + ki );
                }

                if (ki > ki_1)
                {
                    bl_3_4_5_6_7();
                }
            else
                if (ki <= ki_1) {
                    bl_15_16_17();
                }

            }

            }
        double ki_1, Eipop, Qhipop, ki, pi;
        void bl_15_16_17() {
            K++;
            pi = Math.Round(K / N,3);

            if (checkBox2.Checked)
            {
                richTextBox1.AppendText("\n pi = "+K +"/" +N +"=" +pi);
            }

            if (pi < p)
            {
                bl_3_4_5_6_7();
            }
            else if (pi >= p) {
                if (aw23 == 0)
                {
                    bl_19();
                }
                else
                    if (aw23 > 0) {
                        bl_20_21_22_23();
                    }
```

```
            }
        }
        double c1, c2, c3, Dk1, Dk2, l1, l2;
        double bf, mp, d1f, d2n, d3k, Dki, h6, li, A1, A, bk, dw, Lb, Bb, Bk;
        void bl_19() {

            richTextBox1.AppendText("\n\n*********Результати:
********************\n");
           pictureBox1.Visible = true;
            pictureBox2.Visible = false;
            br1 = bri;
            richTextBox1.AppendText("\n Синтез конструктивних елементів
корпусу  одноступеневого редуктора");
            richTextBox1.AppendText("\n  δ = δi –  Товщина стінки корпусу, мм; "
+ br1);

            bf = Math.Round(1.5 * br1,3);
            richTextBox1.AppendText("\nbф = 1,5δ - товщина верхнього поясу
фланця корпуса, мм; " + bf);

            p = Math.Round(2.5 * br1,3);
            richTextBox1.AppendText("\np = 2,5δ - товщина нижнього поясу
корпуса, мм; " + p);

            mp = Math.Round(0.85 * br1,3);
            richTextBox1.AppendText("\n mp = 0,85δ - товщина ребер корпуса, мм;
" + mp);

            d1f = 1.8 * br1;
            richTextBox1.AppendText("\nd1ф = 1,8δ - діаметр отвору під фундам.
болти, мм;  " + d1f);

            d2n = 0.75 * d1f;
            richTextBox1.AppendText("\n d2п = 0,75d1ф - діаметр отворів під болти
біля підшипників, мм; " + d2n);

            d3k = 0.6 * d1f;
            richTextBox1.AppendText("\nd3к = 0,6d1ф - діаметр отворів під болти
для з’єднання корпуса з кришкою, мм;  " + d3k);

            c1 = 2.7 * Math.Pow(d1, 0.77) ;
            richTextBox1.AppendText("\n Відстань від зовнішньої поверхні  стінки
корпусу до осі болтів  \n c1 = 2.7 * Math.Pow(d1, 0.77) = "+"2.7 * Math.Pow("
+d1+", 0.77) "+"="+c1);
```

```
c2 = 2.7 * Math.Pow(d2, 0.77) ;
richTextBox1.AppendText("\n Відстань від зовнішньої поверхні  стінки корпусу до осі болтів  \n c2 = -2.7 * Math.Pow(d2, 0.77) = " + "-2.7 * Math.Pow(" + d2 + ", 0.77) - "  + "=" + c2);

c3 = 2.7 * Math.Pow(d3, 0.77);
richTextBox1.AppendText("\n Відстань від зовнішньої поверхні  стінки корпусу до осі болтів  \n  c3 = -2.7 * Math.Pow(d3, 0.77) - d3k = " + "2.7 * Math.Pow(" + d3 + ", 0.77) "  + "=" + c3);

Dk1 = D1 + 44;
richTextBox1.AppendText("\n Зовнішній діаметер гнізда під підшипники  Dk1 = D1+44 = "+D1 +"44 = "+Dk1);

Dk2 = D2 + 44;
richTextBox1.AppendText("\n Зовнішній діаметер гнізда під підшипники  Dk2 = D2+44 = " + D2 + "44 = " + Dk2);

h6 = 0.4 * Dk1;
richTextBox1.AppendText("\n Висота бобишек під болт d2n біля підшипників, мм \n h6 = 0.4 * Dk1 = 0.4 * " + Dk1 + "=" + h6);
l1 = bn1 - lk1;
richTextBox1.AppendText("\n Довжина гнізда під підшипник \n l1 = bp1 - lk1 =  "+bn1 + " - "+ lk1 +"="+l1);
l2 = bn2 - lk2;
richTextBox1.AppendText("\n Довжина гнізда під підшипник \n l2 = bp2 - lk2 =  " + bn2 + " - " + lk2 + "=" + l2);

A = 1.2 * br1;
richTextBox1.AppendText("\nA = 1,2δ  Найменший зазор між зовнішньою повернею зубчастого колеса та стіною корпусу, мм " + A);

A1 = br1;
richTextBox1.AppendText("\nA1 = δ  Найменший зазор по торцях, мм " + A1);

bri=0.8*br1;
richTextBox1.AppendText("\nδ1 = 0,8δ  Товщина стінки кришки, мм " + bri);

bk = 1.5 * bri;
richTextBox1.AppendText("\nbк = 1,5δi - товщина поясу кришки, мм; " + bk );

dw = d3k;
```

```
        richTextBox1.AppendText("\ndш = d3к - діаметр штифта, мм; " + dw);

        Lb = aw12 + 0.5 * (dl1 + dl2) + 25;
        richTextBox1.AppendText("\nLв = aw12+0,5(da1 + da2) + 25 - довжина
ванни корпусу, мм; " + Lb);

        Bb = B1 + 20;
        richTextBox1.AppendText("\nBв = B1 + 20 - ширина ванни корпусу,
мм;  " + Bb);

        Bk = Bb + 2 * bn2 + 2 * lk2;
        richTextBox1.AppendText("\nBк = Bв + 2bп2 + 2lк2 - повна ширина
корпусу, мм;  " + Bk );


    }
    double Fti, Fri, Fai, Lpwb, a,Fi,yi;
    void bl_20_21_22_23() {
        Fti = (2 * Ti) / d1;
        Fai = Fti * Math.Tan(beta);
        Fri = (Fti * Math.Tan(alpn)) / Math.Cos(beta);
        Lpwb = B1 + B2 + bn1 + 30;
        a = 0.5 * (bn1 + B1) + 15;
        Fi = Math.Sqrt(Math.Abs(Fti * Fti + Fri * Fri - a * a));
        yi = (Fi * alp * alp * Math.Pow((Lpwb - alp), 2)) / (0.3 * E * d * d * d * d *
Lpwb);

        if (checkBox2.Checked) {
            richTextBox1.AppendText("\n  Fti = (2 * Ti) / d1 = " + "(2 *"+ Ti+") /"+
d1+"="+Fti);
            richTextBox1.AppendText("\n  Fai = Fti * Math.Tan(beta) =" + Fti +"*
Math.Tan("+beta+")=" +Fai);
            richTextBox1.AppendText("\n  Fri = (Fti * Math.Tan(alpn)) /
Math.Cos(beta)  = " + " (" +Fti+" * Math.Tan("+alpn+")) / Math.Cos("+beta+")="
+Fri);
            richTextBox1.AppendText("\n Lpwb = B1 + B2 + bn1 + 30 =" +  B1 +
"+" + B2 +"+"+ bn1+" +  30= " +Lpwb);
            richTextBox1.AppendText("\n a = 0.5 * (bn1 + B1) + 15 = " + " 0.5 *
("+bn1+" + "+ B1+") + 15=" +a);
            richTextBox1.AppendText("\n Fi = Math.Sqrt(Fti * Fti + Fri * Fri - a *
a) = " + " Math.Sqrt(" +Fti+" * " + Fti+" + "+ Fri +" * " + Fri + " - " + a +"*" +
a+")=" +Fi);
            richTextBox1.AppendText("\n  yi = (Fi * alp * alp * Math.Pow((Lpwb -
alp), 2)) / (0.3 * E * d * d * d * d * Lpwb) = " + "("+Fi +"*" + alp +" * " + alp + "
```

```
* Math.Pow(("+Lpwb +" - " + alp+"), 2)) / (0.3 * "+E + "* " +d  +"*" + d +"*" + d
+"*"+ d+" * "+ Lpwb+")="+yi);
            }

            if (yi <= 0.01 * m_n)
            {
                bl24();
            }
            else if (yi > 0.01 * m_n) {
                bl_25();
            }
        }
        void bl24() {
            pictureBox1.Visible = false;
            pictureBox2.Visible = true;
            pictureBox3.Visible = false;

            bl_26();

        }

        void bl_25() {
            pictureBox1.Visible = false;
            pictureBox2.Visible = false;
            pictureBox3.Visible = true;
            bl_26();
        }
        void bl_26() {

            richTextBox1.AppendText("\n\n*********Результати:
*******************\n");

            br1 = bri;
            richTextBox1.AppendText("\n Синтез конструктивних елементів
корпусу  двоступеневого редуктора");
            richTextBox1.AppendText("\nδ = δ2 – товщина стінки корпусу, мм;  " +
br1);

            bf = 1.5 * br1;
            richTextBox1.AppendText("\nbф = 1,5δ - товщина верхнього поясу
фланця корпуса, мм; " + bf);

            p = 2.5 * br1;
            richTextBox1.AppendText("\np = 2,5δ - товщина нижнього поясу
корпуса, мм; " + p);
```

```
mp = 0.85 * br1;
richTextBox1.AppendText("\nmp = 0,85δ - товщина ребер корпуса, мм;
" + mp);

d1f = 1.8 * br1;
richTextBox1.AppendText("\nd1ф = 1,8δ - діаметр отвору під фундам.
болти, мм;  " + d1f);

d2n = 0.75 * d1f;
richTextBox1.AppendText("\nd2п = 0,75d1ф - діаметр отворів під болти
біля підшипників, мм;  " + d2n);

d3k = 0.6 * d1f;
richTextBox1.AppendText("\nd3к = 0,6d1ф - діаметр отворів під болти
для з'єднання корпуса з кришкою, мм;  " + d3k);

c1 = -2.7 * Math.Pow(d1, 0.77) - d1f;
richTextBox1.AppendText("\n Відстань від зовнішньої поверхні  стінки
корпусу до осі болтів  \n c1 =  " +  "=" + c1);

c2 = -2.7 * Math.Pow(d2, 0.77) - d2n;
richTextBox1.AppendText("\n Відстань від зовнішньої поверхні  стінки
корпусу до осі болтів  \n c2 = "  + "=" + c1);

c3 = -2.7 * Math.Pow(d3, 0.77) - d3k;
richTextBox1.AppendText("\n Відстань від зовнішньої поверхні  стінки
корпусу до осі болтів  \n  c3 =" +"=" + c3);

Dk1 = D1 + 44;
richTextBox1.AppendText("\n Зовнішній діаметер гнізда під
підшипники  Dk1 = D1+44 = " + D1 + "44 = " + Dk1);

Dk2 = D2 + 44;
richTextBox1.AppendText("\n Зовнішній діаметер гнізда під
підшипники  Dk2 = D2+44 = " + D2 + "44 = " + Dk2);

h6 = 0.4 * Dk1;
richTextBox1.AppendText("\nhб = 0,4Dк1 - висота бобишек під болт d2
біля підшипників, мм; " +  "=" + h6);

l1 = bn1 - lk1;
richTextBox1.AppendText("\n Довжина гнізда під підшипник \n l1 =
bp1 - lk1 =  " + bn1 + " - " + lk1 + "=" + l1);
l2 = bn2 - lk2;
```

```
richTextBox1.AppendText("\n Довжина гнізда під підшипник \n l2 =
bp2 - lk2 =  " + bn2 + " - " + lk2 + "=" + l2);

A = 1.2 * br1;
richTextBox1.AppendText("\nA = 1,2δ - найменший зазор між
зовнішньою поверхнею зубчастого колеса та стінкою корпусу, мм; " + A);

A1 = br1;
richTextBox1.AppendText("\nA1 = δ - найменший зазор по торцях, мм;
" + A1);

bri = 0.8 * br1;
richTextBox1.AppendText("\nδ1 = 0,8δ - товщина стінки кришки, мм; "
+ bri);

bk = 1.5 * bri;
richTextBox1.AppendText("\nbк = 1,5δi - товщина поясу кришки, мм;  "
+ bk);

dw = d3k;
richTextBox1.AppendText("\n Діаметер  штифта, мм " + dw);

Lb = aw12 + 0.5 * (dl1 + dl2) + 25;
richTextBox1.AppendText("\nLв = Σawi+0,5(da1 + da4) + 25; - довжина
ванни корпусу, мм;  " + Lb);

richTextBox1.AppendText("\nΣawi – сума міжосьових відстаней всіх
ступенів редуктора; " + aw12+aw23);
richTextBox1.AppendText("\n Діаметер вершин зубців ведучого колеса
швидкохідної ступені "+dl1);
richTextBox1.AppendText("\n Діаметер вершин зубців ведучого колеса
останньої тихохідної  швидкохідної ступені " + dl4);

Bb = B1 + B2+30;
richTextBox1.AppendText("\nBв = B1 + B2т.в.к + 30 - ширина ванни
корпусу, мм; " + Bb);
richTextBox1.AppendText("\nB2т.в.к – ширина веденого колеса
останньої тихохідної ступені;  " + B2);

Bk = Bb + 2 * bn3 + 2 * lk3;
richTextBox1.AppendText("\nBк = Bв + 2bп3 + 2lк3 - повна ширина
корпусу, мм;  " + Bk);
```

```
        }
    }
}
```

Додаток В

Текст комп’ютерної програми для багатопараметричного синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс

```
using System;
using System.Collections.Generic;
using System.ComponentModel;
using System.Data;
using System.Drawing;
using System.Linq;
using System.Text;
using System.Windows.Forms;
using System.Drawing.Printing;

namespace ZubColeso
{
   public partial class Form1 : Form
   {
      public Form1()
      {
         InitializeComponent();
      }
      double Ni, Ki, count = 0, T1, u12, HB, Ka, ncm, kn, qH, qF, SF, qT, d1, d2, db1, db2, qZM,
qp, lambda, alpha, a1, b1, a2, b2, a3, b3, a4, b4, a5, b5, p;
      private void button1_Click(object sender, EventArgs e)
      {
         T1 = Convert.ToDouble(textBox1.Text);
         u12 = Convert.ToDouble(textBox2.Text);
         HB = Convert.ToDouble(textBox3.Text);
         Ka = Convert.ToDouble(textBox4.Text);
         ncm = Convert.ToDouble(textBox5.Text);
         kn = Convert.ToDouble(textBox6.Text);
         qH = Convert.ToDouble(textBox7.Text);
         qF = Convert.ToDouble(textBox8.Text);
         SF = Convert.ToDouble(textBox9.Text);
         qT = Convert.ToDouble(textBox10.Text);
         d1 = Convert.ToDouble(textBox11.Text);
         d2 = Convert.ToDouble(textBox12.Text);
         db1 = Convert.ToDouble(textBox13.Text);
         db2 = Convert.ToDouble(textBox14.Text);

         qZM = Convert.ToDouble(textBox15.Text);
         qp = Convert.ToDouble(textBox16.Text);
         lambda = Convert.ToDouble(textBox17.Text);
```

```
alpha = Convert.ToDouble(textBox18.Text);
a1 = Convert.ToDouble(textBox19.Text);
b1 = Convert.ToDouble(textBox20.Text);
a2 = Convert.ToDouble(textBox21.Text);
b2 = Convert.ToDouble(textBox22.Text);
a3 = Convert.ToDouble(textBox24.Text);
b3 = Convert.ToDouble(textBox23.Text);
a4 = Convert.ToDouble(textBox26.Text);
b4 = Convert.ToDouble(textBox25.Text);
a5 = Convert.ToDouble(textBox28.Text);
b5 = Convert.ToDouble(textBox27.Text);
p = Convert.ToDouble(textBox29.Text);
richTextBox1.Text = "";

richTextBox1.AppendText("\n ********************** Вхідні дані:
**********************************\n");
richTextBox1.AppendText("\n T1 – обертовий момент швидкохідного валу зубчастої
передачі, Н·м  = " + T1);
richTextBox1.AppendText("\n u12 – передаточне число зубчастої передачі  = " +
u12);
richTextBox1.AppendText("\n HB – середнє значення твердості зубчастих коліс
передачі;   = " + HB);
richTextBox1.AppendText("\n Ka – коефіцієнт, який враховує параметри передачі
(Ka = 495 для прямозу-бих сталевих передач; Ka = 430 – для косозубих); = " + Ka + "\n ncm
– ступінь точності зу-бчастої передачі; = " + ncm
    + "\n kn – коефіцієнт, який враховує перевантаження; " + kn
    + "\n [σ]H – до-пустиме значення контактних напружень, МПа; = " + qH +
    "\n [σ]F – допустиме значення напружень на згин, МПа; = " + qF
    + "\n SF – коефіцієнт запасу міцності на згин (SF = 1,4…1,7);= " + SF
    + "\n σT – границя текучості, МПа; = " + qT
    + "\n  d1, d2, – ділильні діаметри зубчас-тих коліс прототипової передачі, мм;d1=
" + d1 + " d2= " + d2
    + "\n  dв1, dв2 – діаметри валів під внутріш-ній діаметр маточини зубчастих
коліс, мм; dв1= " + db1 + " dв2= " + db2
    + "\n [σ]зм, [σ]р – відповідно допустимі напруження зминання і на розтяг, МПа;
= qZM  = " + qZM + " qp = " + qp +
    "\n λ – інтенсивність відмов зубчастої передачі, год-1; = " + lambda
    + "\n α – показник степені, який характеризує рівень прогресив-ності
виробництва (α = 1,3…1,5); = " + alpha
    + "\n a1, b1 – мінімальне та максимальне зна-чення коефіцієнта ширини вінця
зубців колеса;a1 = " + a1 + " b1= " + b1
    + "\n a2, b2 – мінімальне та мак-симальне значення допустимого рівня звуку L (L
= 50…85 дБА); a2 = " + a2 + " b2= " + b2
```

```
            + "\n a3, b3 – мінімальне та максимальне значення напрацювання зубчастої
передачі на відмову, год; a3 = " + a3 + "b3= " + b3
            + "\n a4, b4 – мінімальне та максимальне значення заданого термі-ну експлуатації
зубчастої передачі TE, год; a4 = " + a4 + " b4= " + b4
            + "a5, b5 – мінімальне та максима-льне значення колової швидкості ведучого
колеса, м/с;a5 = " + a5 + " b5= " + b5
            + "[p] – допустиме значення імовірності попадання точок в область допустимих
розв'язків = " + p);


        Ni = 0;
         Ki = 0;
         bl_2_3_4_5();

      }
      Random M1 = new Random();
      double m1, m2, m3, m4, m5, Wbai, Li, TBi, TEi, V1i, z1i, z2i, Khbetai;
      void bl_2_3_4_5()
      {
         Ni++;
         m1 = Math.Round(M1.NextDouble(), 2);
         m2 = Math.Round(M1.NextDouble(), 2);
         m3 = Math.Round(M1.NextDouble(), 2);
         m4 = Math.Round(M1.NextDouble(), 2);
         m5 = Math.Round(M1.NextDouble(), 2);

/*
         m1 = 0.52;
         m2 = 0.48;
         m3 = 0.3;
         m4 = 0.25;
         m5 = 0.78;

         if (count > 0)
         {
            m1 = 0.3;
            m2 = 0.29;
            m3 = 0.28;
            m4 = 0.52;
            m5 = 0.9;

         }*/

         richTextBox1.AppendText("\n\n **** Цикл № " + (count + 1));
```

```
count++;
Wbai = Math.Round(a1 + m1 * (b1 - a1), 3);
Li = Math.Round(a2 + m2 * (b2 - a2), 3);
TBi = Math.Round(a3 + m3 * (b3 - a3), 3);
TEi = Math.Round(a4 + m4 * (b4 - a4), 3);
V1i = Math.Round(a5 + m5 * (b5 - a5), 3);

z1i = Math.Ceiling((-0.0004 * V1i * V1i + 0.1477 * V1i + 30.798));
z2i = Math.Ceiling((u12 * z1i));

if (checkBox1.Checked)
{
   richTextBox1.AppendText("\n Визначення значень обмежень: ");
   richTextBox1.AppendText("\n  Wbai = (a1 + m1 * (b1 - a1)) = " + a1 + "+" + m1 +
"*(" + b1 + "-" + a1 + ")= " + Wbai);
   richTextBox1.AppendText("\n\n  Li = (a2 + m2 * (b2 - a2)) = " + a2 + "+" + m2 + "*("
+ b2 + "-" + a2 + ")= " + Li);
   richTextBox1.AppendText("\n\n  TBi = (a3 + m3 * (b3 - a3)) = " + a3 + "+" + m3 +
"*(" + b3 + "-" + a3 + ")= " + TBi);
   richTextBox1.AppendText("\n\n  TEi = (a4 + m4 * (b4 - a4)) = " + a4 + "+" + m4 +
"*(" + b4 + "-" + a4 + ")= " + TEi);
   richTextBox1.AppendText("\n\n  V1i = (a5 + m5 * (b5 - a5)) = " + a5 + "+" + m5 +
"*(" + b5 + "-" + a5 + ")= " + V1i);

   richTextBox1.AppendText("\n\n Визначення кількості зубців: \n z1i = " + z1i + "\n
z2i = " + z2i);

}

if (HB > 350)
{
   bl_8();
}
else
   if (HB <= 350)
   {
      Khbetai = Math.Round((0.994 * Math.Exp(0.048 * Wbai * (u12 + 1))), 3);

      if (checkBox1.Checked)
      {
         richTextBox1.AppendText("\n\n Khbetai =(0.994 * Exp(0.048 * Wbai * (u12 +
1))) =  (0.994 * Exp(0.048 *" + Wbai + " * (" + u12 + " + 1) = " + Khbetai);
      }
```

```
                bl_9_10_11();
            }
        }
        void bl_8()
        {
            Khbetai = Math.Round((0.984 * Math.Exp(0.1057 * Wbai * (u12 + 1))), 3);

            if (checkBox1.Checked)
            {
                richTextBox1.AppendText("\n\n Khbetai =(0.984 * Exp(0.1057 * Wbai * (u12 + 1)))
=  (0.984 * Exp(0.1057 *" + Wbai + " * (" + u12 + " + 1) = " + Khbetai);
            }

            bl_9_10_11();

        }
        double awmini, betai, awi, mni, d1i, d2i, b1i, b2i, df1i, df2i, ba11, ba21;
        void bl_9_10_11()
        {
            awmini = Math.Round(Ka * (u12 + 1) * Math.Pow(((T1 * Khbetai) / (u12 * Wbai * qH *
qH)), 1 / 3f), 3);
            awi = Math.Ceiling(awmini);
            betai = Math.Round(0.0183 * Li * Li - 3.0583 * Li + 127.38, 3);
            double r = Math.Cos(betai* Math.PI / 180);
            ///richTextBox1.AppendText("\n r = " + r + " beta i = " + betai);
            mni = Math.Round((((2 * awi) * r) / (z1i + z2i)), 3);
            if (checkBox1.Checked)
            {
                richTextBox1.AppendText("\n\n awmini = Math.Round( Ka * (u12 + 1) *
Math.Pow(((T1 * Khbetai) / (u12 * Wbai * qH * qH)), 1 / 3f), 3) =  " + Ka + " * ( " + u12 + " +
1) * Math.Pow((((" + T1 + " * " + Khbetai + ") / (" + u12 + " * " + Wbai + " * " + qH + " *" + qH
+ "=" + awmini);
                richTextBox1.AppendText("\n\n Міжвісьова відстань = " + awi);
                richTextBox1.AppendText("\n\n Кут нахилу зубців = " + betai);
                richTextBox1.AppendText("\n\n mni = Math.Round((2* awi *Math.Cos(betai)) /
(z1i+z2i), 3) = " + "(2 * " + awi + " * Math.Cos(" + betai + Math.Cos(betai) + ")) / (" + z1i + "+"
+ z2i + " = " + mni);
            }

            if (mni <= 1.5)
            {
                mni = 1.5;
            }
            else
```

```
    if (mni <= 2)
    {
        mni = 2;
    }
    else
        if (mni <= 2.5)
        {
            mni = 2.5;
        }
        else
            if (mni <= 3)
            {
                mni = 3;
            }
            else
                if (mni <= 3.5)
                {
                    mni = 3.5;
                }
                else
                    if (mni > 3.5)
                    {
                        mni = 4;
                    }
if (checkBox1.Checked)
{
    richTextBox1.AppendText("\n mni = " + mni);
}




d1i = Math.Round((mni * z1i) / Math.Cos(betai * Math.PI / 180), 3);
d2i = Math.Round((mni * z2i) / Math.Cos(betai * Math.PI / 180), 3);

b2i = Math.Round(Wbai * awi, 3);
b1i = Math.Round(b2i + 2, 3);
df1i = Math.Round(d1i - 2.5 * mni, 3);
df2i = Math.Round(d2i - 2.5 * mni, 3);

ba11 = Math.Round(d1i + 2 * mni, 3);
ba21 = Math.Round(d2i + 2 * mni, 3);

if (checkBox1.Checked)
```

```
        {
            richTextBox1.AppendText("\n\n d1i =  " + d1i);
            richTextBox1.AppendText("\n\n d2i =  " + d2i);
            richTextBox1.AppendText("\n\n b2i =  " + b2i);
            richTextBox1.AppendText("\n\n b1i =  " + b1i);
            richTextBox1.AppendText("\n\n da1i =  " + ba11);
            richTextBox1.AppendText("\n\n da2i =  " + ba21);
            richTextBox1.AppendText("\n\n df1i =  " + df1i);
            richTextBox1.AppendText("\n\n df2i =  " + df2i);
        }
        if (df1i >= db1)
        {
            bl_25_26_27_28_29();
        }
        else
            if (df1i < db1)
            {
                bl_30();
            }
    }
    double Fti, KHalpi, KFalpi, KHbetai, KFbetai, KHvi, KFvi, WHti, WFti;
    void bl_25_26_27_28_29()
    {

        Fti = Math.Round(((2 * T1 * 1000) / d1i), 3);

        KHalpi = 0.53 * Math.Pow(7, 0.33) * Math.Pow(V1i, 0.04);

        KFalpi = Math.Round((4 + ((1.88 - 3.2 * ((1 / z1i) + (1 / z2i))) * Math.Cos(betai *
Math.PI / 180) - 1) * (7 - 5)) / ((4 * (1.88 - 3.2 * ((1 / z1i) + (1 / z2i))) * Math.Cos(betai *
Math.PI / 180))), 3);
            //
        KHbetai = Math.Round(1 + ((7 * Math.Pow(10, -8) * Math.Pow(HB, 2.432) * b2i) /
(d1i)), 3);
        KFbetai = Math.Round(1 + ((7.5 * Math.Pow(10, -8) * Math.Pow(HB, 2.432) * b2i) /
(d1i)), 3);

        KHvi = Math.Round(1.56 * Math.Pow(7, 0.064) * Math.Pow(V1i, 0.029) *
Math.Pow(HB, -0.1), 3);
        KFvi = Math.Round((5.26 * Math.Pow(7, 0.12) * Math.Pow(V1i, 0.11) * Math.Pow(HB,
-0.35)), 3);
        WHti = (Fti / b2i) * KHalpi * KHbetai * KHvi;
        WFti = (Fti / b2i) * KFalpi * KFbetai * KFvi;
```

```
            if (checkBox1.Checked)
            {
                richTextBox1.AppendText("\n\n Fti =  " + Fti);
                richTextBox1.AppendText("\n\n KHalpi =  "+ KHalpi);
                richTextBox1.AppendText("\n\n KFalpi =  " + "(4 + (1.88 - 3.2 * ((1 / " + z1i + ") +
(1" + "/" + z2i + "))) * Math.Cos(" + betai + "* Math.PI / 180) - 1) * (7 - 5) / ((4 * (1.88 - 3.2 *
((1 /" + z1i + ") + (1 /" + z2i + "))) * Math.Cos(" + betai + " * Math.PI / 180))) =" + KFalpi);
                richTextBox1.AppendText("\n\n KHbetai =  " + KHbetai);
                richTextBox1.AppendText("\n\n KFbetai =  " + KFbetai);
                richTextBox1.AppendText("\n\n KHvi =  " + KHvi);
                richTextBox1.AppendText("\n\n KFvi =  (5.26 * Math.Pow(7, 0.12)"+ "*"+"
Math.Pow("+V1i+", 0.11) * Math.Pow("+HB+", -0.35))  =" + KFvi);
                richTextBox1.AppendText("\n\n WHti =  "+"("+Fti+" / "+b2i+") * "+ KHalpi+" *
"+KHbetai+" * "+KHvi + "=" + WHti);
                richTextBox1.AppendText("\n\n WFti =  " + WFti);
            }


            bl_30();
        }
        double qHi, qHmaxi, qF1i, qFmaxi;
        void bl_30()
        {
            qHi = Math.Round(487 * Math.Cos(betai * Math.PI / 180) * Math.Sqrt((WHti * (u12 +
1)) / (d2i * (1.88 - 3.2 * ((1 / z1i) + (1 / z2i))) * Math.Cos(betai * Math.PI / 180))), 3);
            if (checkBox1.Checked)
            {
                richTextBox1.AppendText("\n\n qHi =  " + qHi);
            }
            if (qHi > qH)
            {
                bl_2_3_4_5();
            }
            else
                if (qHi <= qH)
                {
                    qHmaxi = Math.Round(qHi * Math.Sqrt(kn),3);
                    if (checkBox1.Checked)
                    {
                        richTextBox1.AppendText("\n\n qHmaxi =  " + qHi + "*" + Math.Sqrt(kn) + "="
+ qHmaxi);
                    }
                    if (qHmaxi > 2.8 * qT)
                    {
```

```
                bl_2_3_4_5();
            }
            else
                if (qHmaxi <= 2.8 * qT)
                {
                    qF1i = Math.Round((5.32 * (1 - (betai / 140)) * WFti) / (mni * Math.Pow(z1i /
(Math.Cos(betai * Math.PI / 180) / 2 + (Math.Cos(betai * Math.PI / 180) * Math.Cos(2 * betai *
Math.PI / 180))), 0.092) / 2),3);
                    if (checkBox1.Checked)
                    {
                        richTextBox1.AppendText("\n\n qF1i =  (5.32 * (1 - (" + betai + " / 140)) * "
+ WFti + ") / (" + mni + " * Math.Pow(" + z1i + " / (Math.Cos(" + betai + " * Math.PI / 180) / 2
+ (Math.Cos(" + betai + " * Math.PI / 180) * Math.Cos(2 * " + betai + " * Math.PI / 180))),
0.092) / 2)= " + qF1i);
                    }

                    if (qF1i > qF)
                    {
                        bl_2_3_4_5();
                    }
                    else
                        if (qF1i <= qF)
                        {
                            qFmaxi = qF1i * kn;
                            if (qFmaxi > ((4.8 * HB) / (SF)))
                            {
                                bl_2_3_4_5();
                            }
                            else
                                if (qFmaxi <= ((4.8 * HB) / (SF)))
                                {
                                    bl_38_39_40();
                                }
                        }
                }
            }
        }
        double li1i, li2i, di1, di2, dca1, dca2, bc1, bc2, M1i, M2i, bd1i, QB1i, QB2i, QBi;
        double QEi, Tne, Kei, Qei, QI1, QI2, QI, QHi, Ai, Aipop, QBipop;
        void bl_38_39_40()
        {

            li1i = Math.Ceiling(((2 * Math.Pow(10, 3) * T1) / ((0.042 * db1 * db1 + 1.574 * db1) *
qZM)) + 0.271 * db1 + 0.93);
```

```
li2i = Math.Ceiling(((2 * Math.Pow(10, 3) * T1 * u12) / ((0.042 * db2 * db2 + 1.574 *
db2) * qZM)) + 0.271 * db2 + 0.93);
di1 = Math.Ceiling(((4 * Math.Pow(10, 3) * T1) / (db1 * li1i * qp)) + db1 + 2 * (0.044 *
db1 + 1.822));
di2 = Math.Ceiling(((4 * Math.Pow(10, 3) * T1 * u12) / (db2 * li2i * qp)) + db2 + 2 *
(0.044 * db2 + 1.822));

dca1 = Math.Round(0.8 * df1i,3);
dca2 = Math.Round(0.8 * df2i,3);
bc1=Math.Ceiling((Math.Pow(10,3)*T1)/(6*Math.PI *di1*di1));
bc2=Math.Ceiling((Math.Pow(10,3)*T1*u12)/(6*Math.PI *di2*di2));


if (checkBox1.Checked)
{
   richTextBox1.AppendText("\n\n li1i =  ((2 * Math.Pow(10, 3) * " + T1 + ") / ((0.042 *
" + db1 + " * " + db1 + " + 1.574 * " + db1 + ") * " + qZM + ")) + 0.271 *" + db1 + " + 0.93)="
+ li1i);
   richTextBox1.AppendText("\n\n li2i =  " + li2i);
   richTextBox1.AppendText("\n\n Діаметр маточини шестерні і колеса: ");
   richTextBox1.AppendText("\n\n di1 =  (4 * Math.Pow(10, 3) *"+ T1+") / ("+db1+" *
"+li1i +"*"+ qp+")) + "+db1+" + 2 * (0.044 *"+ db1+" + 1.822)="+ di1);
   richTextBox1.AppendText("\n\n di2 =  " + di2);
   richTextBox1.AppendText("\n\n dca1 = 0.8 *"+ df1i+"="+dca1);
   richTextBox1.AppendText("\n\n dca2 = "+dca2);
   richTextBox1.AppendText("\n\n bc1 = (Math.Pow(10, 3) * "+T1+") / (6 * Math.PI *
"+di1+" *"+ di1+") +="+ bc1);
   richTextBox1.AppendText("\n\n bc2 = "+bc2);

}

if (0.5 * (di1 - db1) <= 20) {
   bd1i = b1i;
}
M1i = Math.Round(((7.8 * Math.Pow(10, -6) * Math.PI) / 4) * (b1i * (0.5 * (ba11 * ba11
- df1i * df1i) + (df1i * df1i - dca1 * dca1)) + (dca1 * dca1 - di1 * di1) * bc1 + (di1 * di1 - db1 *
db1) * li1i), 0);
M2i = Math.Round(((7.8 * Math.Pow(10, -6) * Math.PI) / 4) * (b2i * (0.5 * (ba21 * ba21
- df2i * df2i) + (df2i * df2i - dca2 * dca2)) + (dca2 * dca2 - di2 * di2) * bc2 + (di2 * di2 - db2 *
db2) * li2i), 0);

QB1i =Math.Round(1.97*Math.Pow(10,-4)*Math.Pow(M1i,1.11)*Math.Pow(ncm,-
1.05)*Math.Pow(d1i,1.01)*Math.Pow(lambda,-0.9),3);
```

```
QB2i =Math.Round( 1.97 * Math.Pow(10, -4) * Math.Pow(M2i, 1.11) * Math.Pow(ncm, -1.05) * Math.Pow(d2i, 1.01) * Math.Pow(lambda, -0.9),3);
QBipop = QBi;
QBi = QB1i + QB2i;
QEi=Math.Round ( 6*Math.Pow(10,-7)*TEi*TEi+0.01*TEi-2.381,3);


double s = ((6 * Math.Pow(10, 4)*V1i)) / (Math.PI * d1i);
double s1 = Math.Pow((qHi) / (2 * HB  +70), 6);
Tne = Math.Round((4 * Math.Pow(10, 6)) /(  s* s1),3);
Kei = Math.Round( (QBi + Qei) / TEi,3);
Qei =Math.Round( Kei * Tne,3);


QI1 =Math.Round( 1.97 * Math.Pow(10, -4) * Math.Pow(M1i, 1.11) * Math.Pow(kn, -1.05) * Math.Pow(d1, 1.01) * Math.Pow(lambda, -0.9),3);
QI2 =Math.Round( 1.97 * Math.Pow(10, -4) * Math.Pow(M2i, 1.11) * Math.Pow(kn, -1.05) * Math.Pow(d2, 1.01) * Math.Pow(lambda, -0.9),3);
QI = QI1 + QI2;
// QHi = Q1 * Math.Pow((TE1 / Tne), alpha);
Aipop = Ai;
Ai = Math.Abs(Qei - QHi);

if (checkBox1.Checked)
{
   richTextBox1.AppendText("\n\n bd1i = " + bd1i);
   richTextBox1.AppendText("\n\n M1i = " + "((7.8 * Math.Pow(10, -6) * Math.PI) / 4) * (" + b1i + " * (0.5 * (" + ba11 + " * " + ba11 + "-" + df1i + " * " + df1i + ") + (" + df1i + " * " + df1i + " - " + dca1 + " * " + dca1 + ")) + (" + dca1 + " * " + dca1 + " - " + di1 + " * " + di1 + ") * " + bd1i + " + (" + di1 + " * " + di1 + " -" + db1 + " * " + db1 + ") * " + li1i + ") + ) =" + M1i);
    richTextBox1.AppendText("\n\n M2i = "+"((7.8 * Math.Pow(10, -6) * Math.PI) / 4) * ("+b2i+" * (0.5 * ("+ba21+" * "+ba21+" - "+df2i+" * "+df2i+") + ("+df2i+" * "+df2i+" - "+dca2+"*"+ dca2+")) + ("+dca2+" * "+dca2+" - "+di2 +"*"+ di2+") * "+ba21+" + ("+di2+" * "+di2+" - "+db2+" * "+db2+") * "+li2i+") )+=" + M2i);
    richTextBox1.AppendText("\n \n Вартість виготовлення шестерні і колеса: \n\n");
   richTextBox1.AppendText("\n\n QB1i =1.97*Math.Pow(10,-4)*Math.Pow(M1i,1.11)*Math.Pow(ncm,-1.05)*Math.Pow(d1i,1.01)*Math.Pow(lambda,-0.9) = " + "1.97 * Math.Pow(10, -4) * Math.Pow(" + M1i + ", 1.11) * Math.Pow(" + ncm + ", -1.05) * Math.Pow(" + d1i + ", 1.01) * Math.Pow(" + lambda + ", -0.9))= " + QB1i);
   richTextBox1.AppendText("\n\n QB2i = " + QB2i);
   richTextBox1.AppendText("\n\n QBi = " + QBi);
   richTextBox1.AppendText("\n\n **** QEi = 6*Math.Pow(10,-7)*"+TEi+"*"+TEi+"+0.01*"+TEi+"-2.381 = " +QEi);
```

```
            richTextBox1.AppendText("\n\n Tne = " + "(4 * Math.Pow(10, 6)) / ((((6 *
Math.Pow(10, 4))* " + V1i + " / ((Math.PI * " + d1i + "))) * Math.Pow((((" + qHi + ") / (2 *" +
HB + " * +70)), 6)))  =" + Tne);
            richTextBox1.AppendText("\n Kei = " +QBi+" + "+Qei+") /"+ TEi+"="+Kei);

            richTextBox1.AppendText("\n \n Вартість прототипу і шестерні колеса:\n \n");
            richTextBox1.AppendText("\n\n Qei = Kei * Tne = " + Kei + " *" + Tne + "=" + Qei);
            richTextBox1.AppendText("\n\n  QI1 = 1.97 * Math.Pow(10, -4) * Math.Pow(" + li1i
+ "+, 1.11) * Math.Pow(" + kn + ", -1.05) * Math.Pow(" + d1 + ", 1.01) * Math.Pow(" + lambda
+ ", -0.9)= " + QI1);
            richTextBox1.AppendText("\n\n QI2 = 1.97 * Math.Pow(10, -4) * Math.Pow(li2i,
1.11) * Math.Pow(kn, -1.05) * Math.Pow(d2, 1.01) * Math.Pow(lambda, -0.9) = " + "1.97 *
Math.Pow(10, -4) * Math.Pow(" + li2i + ", 1.11) * Math.Pow(" + kn + ", -1.05) * Math.Pow(" +
d2 + ", 1.01) * Math.Pow(" + lambda + ", -0.9)=" + QI2);
            richTextBox1.AppendText("\n\n QI = " + QI);
            richTextBox1.AppendText("\n\n Ai = " + Ai);
        }

        if (Ni == 1)
        {
            bl_2_3_4_5();
        }
        else {
            if (QBi >= QBipop && Ai >= Aipop)
            {
                bl_2_3_4_5();
            }
            else
            {
                    bl_49();
                }

        }



    }
    double pi;
    void bl_49() {
        Ki++;
        pi = Ki / Ni;

        if (pi < p)
        {
            bl_2_3_4_5();
```

```
            }
            else {
                richTextBox1.AppendText("\n\n\n**** Роздрук результатів:*****\n\n");
                richTextBox1.AppendText("\n          mn = " +mni +"мм");
                richTextBox1.AppendText("\n          z1i  = " +z1i +"мм");
                richTextBox1.AppendText("\n          z2i = " +z2i);
                richTextBox1.AppendText("\n          d1i = " +d1i);
                richTextBox1.AppendText("\n          b1i = " +b1i);
                richTextBox1.AppendText("\n          d2i = " + d2i);
                richTextBox1.AppendText("\n          b2i = " + b2i);
                richTextBox1.AppendText("\n          betai = " + betai);
                richTextBox1.AppendText("\n          dm1" + d1i);
                richTextBox1.AppendText("\n          df1 = " +df1i);
                richTextBox1.AppendText("\n          dm2" + d2i);
                richTextBox1.AppendText("\n          df2 = " + df2i);
                richTextBox1.AppendText("\n          TEi = " +TEi);
                richTextBox1.AppendText("\n          V1i = " +V1i);
                richTextBox1.AppendText("\n          pi = " + pi);
             }

        }

        private void button2_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            if (printDialog1.ShowDialog() == DialogResult.OK)
            {
                printDocument1.Print();
            }
        }
        private void printDocument1_BeginPrint(object sender,
System.Drawing.Printing.PrintEventArgs e)
        {
            char[] param = { '\n' };

            if (printDialog1.PrinterSettings.PrintRange == PrintRange.Selection)
            {
                lines = richTextBox1.SelectedText.Split(param);
            }
            else
            {
                lines = richTextBox1.Text.Split(param);
            }

            int i = 0;
```

```
    char[] trimParam = { '\r' };
    foreach (string s in lines)
    {
        lines[i++] = s.TrimEnd(trimParam);
    }
}

private int linesPrinted;
private string[] lines;

private void OnPrintPage(object sender, System.Drawing.Printing.PrintPageEventArgs e)
{
    int x = e.MarginBounds.Left;
    int y = e.MarginBounds.Top;
    Brush brush = new SolidBrush(richTextBox1.ForeColor);

    while (linesPrinted < lines.Length)
    {
        e.Graphics.DrawString(lines[linesPrinted++],
            richTextBox1.Font, brush, x, y);
        y += 15;
        if (y >= e.MarginBounds.Bottom)
        {
            e.HasMorePages = true;
            return;
        }
    }

    linesPrinted = 0;
    e.HasMorePages = false;
}

private void button3_Click(object sender, EventArgs e)
{
    textBox1.Text = "";
    textBox2.Text = "";
    textBox3.Text = "";
    textBox4.Text = "";
    textBox5.Text = "";
    textBox6.Text = "";
    textBox7.Text = "";
    textBox8.Text = "";
    textBox9.Text = "";
    textBox10.Text = "";
```

```
            textBox11.Text = "";
            textBox12.Text = "";
            textBox13.Text = "";
            textBox14.Text = "";
            textBox15.Text = "";
            textBox16.Text = "";
            textBox17.Text = "";
            textBox18.Text = "";
            textBox19.Text = "";
            textBox20.Text = "";
            textBox21.Text = "";

            textBox22.Text = "";

            textBox23.Text = "";

            textBox24.Text = "";

            textBox25.Text = "";

            textBox26.Text = "";
            textBox27.Text = "";
            textBox28.Text = "";
            textBox29.Text = "";
            //textBox30.Text = ""

        }
    }
}
```

Додаток Д

Лістинги комп'юторної програми багатопараметричного синтезу конструктивних елементів валів «Вал»

```
using System;
using System.Collections.Generic;
using System.ComponentModel;
using System.Data;
using System.Diagnostics;
using System.Drawing;
using System.Linq;
using System.Text;
using System.Windows.Forms;
namespace DiameterVala
{
    public partial class Form1 : Form
    {
        public Form1()
        {
            InitializeComponent();
        }
        private void radioButton1_CheckedChanged(object sender, EventArgs e)
        {
            textBox1.Text = "";
            textBox2.Text = "";
            textBox3.Text = "";
            textBox4.Text = "";
            textBox5.Text = "";
            textBox6.Text = "";
            textBox7.Text = "";
            textBox8.Text = "";
            textBox9.Text = "";
            textBox10.Text = "";
```

```
    textBox11.Text = "";
    textBox12.Text = "";
    textBox13.Text = "";
    textBox14.Text = "";
    textBox15.Text = "";
    textBox16.Text = "";
    textBox17.Text = "";
    textBox18.Text = "";
    textBox19.Text = "";
    textBox20.Text = "";
    textBox21.Text = "";
    textBox22.Text = "";
}
private void radioButton2_CheckedChanged(object sender, EventArgs e)
{
    textBox1.Text = "78";
    textBox2.Text = "3";
    textBox3.Text = "20";
    textBox4.Text = "14";
    textBox5.Text = "3,7";
    textBox6.Text = "1450";
    textBox7.Text = "4";
    textBox8.Text = "27";
    textBox9.Text = "20500";
    textBox10.Text = "62";
    textBox11.Text = "1";
    textBox12.Text = "2,2";
    textBox13.Text = "0,03";
    textBox14.Text = "0,01";
    textBox15.Text = "0,009";
    textBox16.Text = "294";
    textBox17.Text = "786";
```

```
            textBox18.Text = "0,5";
            textBox19.Text = "25";
            textBox20.Text = "200000";
            textBox21.Text = "80000";
            textBox22.Text = "2,5";
        }
        double d1, mn, alpn, beta, M, n, u, P, h, lm, zc, KP, y, que, fi, a1, b1, p, tet, E,
G, s, Ni, ki, T, d, dn1, K, dni, B, br, a, b, Ft;
        private void linkLabel1_LinkClicked(object sender,
LinkLabelLinkClickedEventArgs e)
        {
            Process.Start("http://www.inaltostudy.info");
        }
        private void button1_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            d1 = Convert.ToDouble(textBox1.Text);
            mn = Convert.ToDouble(textBox2.Text);
            alpn = Convert.ToDouble(textBox3.Text);
            beta = Convert.ToDouble(textBox4.Text);
            M = Convert.ToDouble(textBox5.Text);
            n = Convert.ToDouble(textBox6.Text);
            u = Convert.ToDouble(textBox7.Text);
            P = Convert.ToDouble(textBox8.Text);
            h = Convert.ToDouble(textBox9.Text);
            lm = Convert.ToDouble(textBox10.Text);
            zc = Convert.ToDouble(textBox11.Text);
            KP = Convert.ToDouble(textBox12.Text);
            y = Convert.ToDouble(textBox13.Text);
            que = Convert.ToDouble(textBox14.Text);
            fi = Convert.ToDouble(textBox15.Text);
            a1 = Convert.ToDouble(textBox16.Text);
            b1 = Convert.ToDouble(textBox17.Text);
```

```
p = Convert.ToDouble(textBox18.Text);
tet = Convert.ToDouble(textBox19.Text);
E = Convert.ToDouble(textBox20.Text);
G = Convert.ToDouble(textBox21.Text);
s = Convert.ToDouble(textBox22.Text);
richTextBox1.Text = "";
if (checkBox1.Checked)
{
   richTextBox1.AppendText("\n ******* Вхідні дані: *********\n");
   richTextBox1.AppendText("\n\n Зубчасте колесо (ведуче) ведучого
або веденого вала\n");
   richTextBox1.AppendText("\n d1 – діаметр ділильн. кола, мм; " + d1 +
"\n mn – модуль нормальний, мм;" + mn + "\n αп – кут зачеплення, град;" +
alpn +
      "\n  β – кут нахилу зубців, град;" + beta + "\n M – маса, кг;" + M +
"\n n – частота обертання електродвигуна, хв.- 1;" + n
      + "\n u – передаточне число від електродвигуна до вала, який
розраховується;" + u
      + "\n P – потужність електродвигуна передачі, кВт;" + P + "\n h –
строк служби, год;" + h
      + "\n lм – довжина маточини, мм;" + lm + "\n zc – кільк.ступенів
редукт.;" + zc
      + "\n  КП – коефіцієнт, який враховує короткоч.перевантаж.;" +
KP);
   richTextBox1.AppendText("\n\n Вал ведучого зубчастого
колеса\n\n");
   richTextBox1.AppendText("\n [y] – допустимий прогин, мм;" + y
      + "\n [θ] – доп. кут нахилу перерізів, рад;" + que + "\n [φ] –
доп..кут закр.вала, рад;" + fi
      + "\n a1 – мінім.значення σт, МПа;" + a1 +
    "\n b1 – макс.значення σт, МПа;" + b1 + "\n [p] –
доп..знач.імовірності;" + p + "\n [τ]-доп.напруж.круч.,МПа;" + tet + "\n E –
```

```
модуль пружності, МПа;" + E + "\n G – модуль пружн.при зсуві, МПа;" + G +
"\n [s] – допуст.запас міцності." + s);
        }

        Ni = 0;
        ki = 0;

        T = Math.Round((30 * Math.Pow(10, 3) * P * u) / (Math.PI * n), 3);
        d = Math.Ceiling(Math.Pow((16 * T * Math.Pow(10, 3)) / (Math.PI * tet),
1 / 3f));
        dn1 = Math.Round((d - 3), 5);
        K = Math.Ceiling(dn1 / 5);
        dni = 5 * K;
        if (zc > 1)
        {
            B = Math.Ceiling(0.4 * dni + 7);
            br = Math.Ceiling(mn + 8);
            a = Math.Ceiling(0.5 * (lm + br + 0.5 * B));
            b = Math.Ceiling(1.8 * (lm + br + 0.5 * B));

        }
        else
            if (zc == 1)
            {
                B = Math.Ceiling(0.4 * dni + 7);
                br = Math.Ceiling(mn + 8);
                a = Math.Ceiling(0.5 * (lm + 2 * br + B));
                b = a;
            }
        Ft = Math.Round((2 * T * Math.Pow(10, 3)) / d1, 3);

        if (checkBox2.Checked)
```

```
            {
                richTextBox1.AppendText("\n\n Визначити T в Н·мм  = (30 *
Math.Pow(10, 3) *" + P + " *" + u + ") / (" + Math.PI + " *" + n + ")=" + T);
                richTextBox1.AppendText("\n\n Визначити d в мм d= (Math.Pow((16
*" + T + " * Math.Pow(10, 3)) / (" + Math.PI + "*" + tet + "), 1 / 3f)=" + d);
                richTextBox1.AppendText("\n\n Визначити dп1 в мм = " + d + " - 3)="
+ dn1);
                richTextBox1.AppendText("\n\n Визначити K = " + dn1 + " / 5 = " +
K);
                richTextBox1.AppendText("\n\n Визначити dпi = 5 * " + K + "=" +
dni);
                richTextBox1.AppendText("\n\n B = " + B);
                richTextBox1.AppendText("\n br = " + br);
                richTextBox1.AppendText("\n a= " + a);
                richTextBox1.AppendText("\n b= " + b);
            }

            bl_12_13_14();
        }

        double m1, brti, brEi, ri, brbi, Mr, Ma, Mt, Mmax, brzh, bra, teta, brE,
brEmax, count;
        Random M1 = new Random();
        void bl_12_13_14()
        {
            m1 = Math.Round(M1.NextDouble(), 2);

            // m1 = 0.35;
            if (count > 0)
            {
                //   m1 = 0.2;
            }
```

```
count++;

brti = Math.Round(a1 + m1 * (b1 - a1), 3);
brEi = Math.Round(0.8 * brti, 3);
ri = Math.Ceiling(0.182 * Math.Pow(dni, 0.72));
brbi = Math.Ceiling(488 * Math.Log(brti, Math.E) - 2265);
Mr = Math.Round((Ft * Math.Tan(alpn * Math.PI / 180) * a * b) /
(Math.Cos(beta * Math.PI / 180) * (a + b)), 3);
Ma = Math.Round((0.5 * Ft * d1 * a * Math.Tan(beta * Math.PI / 180)) / (a
+ b), 3);
Mt = Math.Round((Ft * a * b) / (a + b), 3);
Mmax = Math.Round((Math.Sqrt(Math.Pow((Mr + Ma), 2) + Mt * Mt)),
3);
brzh = Math.Round((32 * Mmax) / (Math.PI * d * d * d), 3);
bra = Math.Round((4 * Ft * Math.Tan(beta * Math.PI / 180)) / (Math.PI * d
* d), 3);
teta = Math.Round((16 * T * Math.Pow(10, 3)) / (Math.PI * d * d * d), 3);
brE = Math.Round(Math.Sqrt(Math.Pow((brzh + bra), 2) + 4 * teta * teta),
3);


brEmax = brE * KP;

if (checkBox2.Checked)
{
   richTextBox1.AppendText("\n\n Давач псевдовипадкових чисел μi = "
+ m1);
   richTextBox1.AppendText("\n\n Визначити σti  = " + a1 + "+" + m1 +
" * (" + b1 + " -" + a1 + ") +" + m1 + "= " + brti);
   richTextBox1.AppendText("\n\n Визначити [σ]Ei  =0.8 *  " + brti + "="
+ brEi);
```

```
            richTextBox1.AppendText("\n\n Визначити радіус галтелі   ri
=(0.182*Math.Pow(" + dni + ",0.72) =" + ri);
            richTextBox1.AppendText("\n\n Визначити σві  = 488* Math.Log(" +
brti + ", Math.E)-2265" + brbi);
            richTextBox1.AppendText("\n\n Визначити моменти Mr =(" + Ft + "*
Math.Tan(" + alpn + ") * " + a + " *" + b + ") / (Math.Cos(" + a + "+" + b + ") =" +
Mr
                + "\n Ma = (0.5*" + Ft + "*" + a + "*" + d1 + " * Math.Tan(" + beta +
") ) / (" + a + "+" + b + ") =" + Ma
                + "\n Mt = (" + Ft + " *" + a + " *" + b + ") / (" + a + "+" + b + ")" +
Mt);
            richTextBox1.AppendText("\n\n Визначити момент Mmax  =
(Math.Sqrt(Math.Pow((" + Mr + "+" + Ma + "),2) +" + Mt + "*" + Mt + "))" +
Mmax);
            richTextBox1.AppendText("\n\n Визначити напруження σЗГ = " +
brzh + "\n σa = " + bra + "\n τ  = " + teta);
            richTextBox1.AppendText("\n Визначити еквівалентне напруження =
" + brE);
        }


        richTextBox1.AppendText("\n Умова brEmax = " + brE + "*" + KP + "="
+ brEmax + "brEi = " + brEi);
        if (brEmax > brEi)
        {
            bl_12_13_14();
        }
        else if (brEmax <= brEi)
        {
            bl_24_25_26();
        }
    }
```

```
double brRi, nv, Tcepi, Aipop, Ai;
void bl_24_25_26()
{
    Ni++;
    brRi = Math.Round((220 * Math.Log(brti, Math.E) - 1019), 3);
    nv = Math.Round(n / u, 3);
    double z1 = Math.Pow((brE / brRi), 6);
    Tcepi = Math.Round(10 * ((Math.Pow(10, 6)) / (nv * 60 * z1)), 3);
    Aipop = Ai;
    Ai = Math.Abs(Tcepi - h);

    if (checkBox2.Checked)
    {
        richTextBox1.AppendText("\n\n Ni = " + Ni);

        richTextBox1.AppendText("\n\n  brRi  =(220 * Math.Log(" + brti + ",
Math.E) - 1019) = " + brRi);
        richTextBox1.AppendText("\n\n  nv  =  " + n + " /" + u + " = " + nv);
        richTextBox1.AppendText("\n\nTcepi  = (10*Math.Pow(10,6))/(" + nv +
"*60*Math.Pow((" + brE + "/" + brRi + "),6)) = " + Tcepi);
        richTextBox1.AppendText("\n\n Ai  = " + Tcepi + "-" + h + "=" + Ai);

    }



    if (Ni == 1)
    {
        bl_12_13_14();

    }
    else
```

```
            if (Ni > 1)
            {

                if (Ai >= Aipop)
                {
                    bl_12_13_14();
                }
                else
                    if (Ai < Aipop)
                    {
                        bl_29();
                    }
            }
        }

        double Koi, Kti, Kdi, Soi, Sti, Si, yi, Qt, cutfi, wkpi, w;
        void bl_29()
        {
            Koi = Math.Round(0.46 * Math.Pow((d / dni), 0.74) * Math.Pow((ri / dni),
-0.23), 3);
            Kti = Math.Round(0.49 * Math.Pow((d / dni), 0.59) * Math.Pow((ri / dni), -
0.12), 3);
            Kdi = Math.Round(2.97 * Math.Pow(d, -0.16) * Math.Pow(bra, -0.11), 3);


            double q2 = ((Mmax * Koi) / (0.1 * d * d * d * Kdi));
            double w2 = ((4 * Ft * Math.Tan(beta * Math.PI / 180) * (0.02 + 2 *
Math.Pow(10, -4) * brbi)) / (Math.PI * d * d));
            Soi = Math.Round(0.45 * brbi / (((Mmax * Koi) / (0.1 * d * d * d * Kdi)) +
((4 * Ft * Math.Tan(beta * Math.PI / 180) * (0.02 + 2 * Math.Pow(10, -4) * brbi)) /
(Math.PI * d * d))), 3);
```

```
double q1 = (Math.Pow(10, 3) * T) / (0.4 * d * d * d);
double w1 = (Kti / Kdi) + 0.5 * (0.02 + 2 * Math.Pow(10, -4) * bra);
Sti = Math.Round(0.25 * brbi / (q1 * w1), 3);
Si = Math.Round((Soi * Sti) / (Math.Sqrt(Soi * Soi + Sti * Sti)), 3);



if (checkBox2.Checked)
{

    richTextBox1.AppendText("\n\n Koi = 0.46 * Math.Pow((" + d + "/" +
dni + "), 0.74) * Math.Pow((" + ri + " / " + dni + "), -0.23) + " + Koi + "=" + Koi);
    richTextBox1.AppendText("\n Kti = " + Kti);
    richTextBox1.AppendText("\n Kdi = " + Kdi);
    richTextBox1.AppendText("\n\n Soi =  0.45 * " + brbi + " / ((((" + Mmax
+ " * " + Koi + ") / (0.1 * " + d + " *" + d + "* " + d + "*" + Kdi + ")) + ((4 * " + Ft
+ "* Math.Tan(" + beta + " * " + Math.PI + " / 180) * (0.02 + 2 * Math.Pow(10, -
4) * " + brbi + ")) / (" + Math.PI + "* " + d + "*" + d + "))) = " + Soi);
    richTextBox1.AppendText("\n\n Sti = " + " 0.25 * " + brbi + " / (" + q1 +
" *" + w1 + ")=" + Sti);
    richTextBox1.AppendText("\n\n Si = " + "(" + Soi + " * " + Sti + ") /
(Math.Sqrt(" + Soi + "*" + Soi + " + " + Sti + " *" + Sti + ") =" + Si);
}



if (Si < s)
{
    bl_12_13_14();
}
else
    if (Si >= s)
```

Додаток Е

Акти впровадження

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод»
А.В. Остапенко,
Вінницька область, Калинівський р-н, 22400, м. Калинівка, вул. Незалежності, 67

«25» _____ 2017 року

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ
на ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод»
результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук зі спеціальності 05.02.02 - машинознавство
Васильєвої Олени Едуардівни
на тему «Багатопараметричний синтез конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням коливань та надійності».
Науковий консультант доктор технічних наук, професор Кузьо Ігор Володимирович, завідувач кафедри механіки і автоматизації машинобудування Національного університету «Львівська політехніка»

Комісія у складі: заступника головного інженера Гаврилюка Бориса Яковича, головного технолога Карамельщика Геннадія Анатолійовича склали Акт про те, що результати наукових досліджень стосовно синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням коливань та надійності з комплектом комп'ютерних програм для багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусів редукторів (Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 63803. «Комп'ютерна програма для багато параметричного синтезу конструктивних елементів корпусу редуктора» / О.Е. Васильєва – заявник та власник свідоцтва. // Дата реєстрації 28.01.2016. – К.: ДСІВ України), зубчастих передач (Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 63928 «Комп'ютерна програма для багато параметричного синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс» / О.Е.Васильєва – заявник та власник свідоцтва. // Дата реєстрації 05.02.2016. – К.: ДСІВ України) та валів (Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 64243 «Комп'ютерна програма для визначення конструктивних

елементів валів редукторів» / О.Е. Васильєва – заявник та власник свідоцтва. // Дата реєстрації 26.02.2016. – К.: ДСІВ України) були прийняті для використання на підприємстві при реновації устаткування:

- Ремонт і модернізація механічної частини обладнання.
- Заміна/ремонт електросилової частини і систем автоматики.
- Заміна/ремонт деталей та вузлів, що мають знос або пошкодження, усунення яких технічно можливо і економічно доцільно.

Акт складений для представлення у спеціалізовану вчену раду Національного університету «Львівська політехніка» і не є підставою для одержання премій та інших винагород.

Заступник головного інженера
ПрАТ «Калинівського
машинобудівного заводу» Б. Я. Гаврилюк

Головний технолог
ПрАТ «Калинівського
машинобудівного заводу» Г. А. Карамельщик

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор ТОВ «РМЗ «Обрій»
м. Тернопіль, вул. Поліська, 10
_____ В.Я.Шніцар
«01» грудня 2017 року

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Підприємством ТОВ «Ремонтно-механічний завод «Обрій»
результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук зі спеціальності 05.02.02 – машинознавство
Васильєвої Олени Едуардівни
на тему «Багатопараметричний синтез конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням коливань та надійності».
Науковий консультант доктор технічних наук, професор Кузьо Ігор Володимирович, завідувач кафедри механіки і автоматизації машинобудування Національного університету «Львівська політехніка»

Комісія у складі інженера підприємства Бака М.І., технолога Дем'янчука М.В. склали Акт про те, що результати наукових досліджень стосовно багатопараметричного синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням коливань та надійності з комплектом комп'ютерних програм були використані для підвищення якості і надійності технологічних процесів при виготовленні анкерів, які виготовляються на підприємстві.

Акт складений для представлення в спеціалізовану вчену раду Національного університету «Львівська політехніка» і не є підставою для одержання премій та інших винагород.

Інженер М.І.Бак

Технолог М.В. Дем'янчук

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Голова правління ВАТ
«Український інститут автобусо-тролейбусобудування»
д.т.н., проф. Л.В. Крайник,
м. Львів

«08» вересня 2017 року

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

в Українському інституті автобусо-тролейбусобудування результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук зі спеціальності 05.02.02 – машинознавство

Васильєвої Олени Едуардівни

на тему «Багатопараметричний синтез конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням коливань та надійності».

Науковий консультант доктор технічних наук, професор Кузьо Ігор Володимирович, завідувач кафедри механіки і автоматизації машинобудування Національного університету «Львівська політехніка»

Комісія у складі: заст. голови правління з ДКР Крайника Т.Л., зав. відділом шасі Дуфанця І.Г. та нач. виробництва Дзьоби В.В. склали Акт про те, що результати наукових досліджень стосовно синтезу конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням коливань та надійності з комплектом комп'ютерних програм для багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусів редукторів, зубчастих передач та валів була прийнята для використана на підприємстві з метою підвищення якості і надійності основної номенклатури продукції, яка проектується і виготовляється в інституті у вигляді дослідних зразків колісної техніки, зокрема повноприводного багатоцільового автомобіля ТУР В 052 (по ДКР „Джип-1,5").

Акт складений для представлення у спеціалізовану вчену раду Національного університету «Львівська політехніка» і не є підставою для одержання премій та інших винагород.

Заст.. голови правління з ДКР Крайник Т.Л.

Зав. відділом шасі Дуфанець І.Г.

Нач. Виробництва Дзьоба В.В.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Проректор Львівського державного
університету безпеки
життєдіяльності
к.п.н., професор
_____М.С. Коваль
«08» 12 2017 _____2017 року

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ
в навчальний процес ЛДУ БЖД
результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук зі спеціальності 05.02.02 – машинознавство
Васильєвої Олени Едуардівни
на тему «Багатопараметричний синтез конструктивних елементів циліндричних редукторів з урахуванням коливань і надійності»

Комісія у складі заступника начальника навчально-наукового інституту цивільного захисту к.ф.-м.н., доцента Меньшикової О.В., завідувача кафедри прикладної математики і механіки д.ф.-м.н., професора Тація Р.М. та начальника навчально-методичного відділу ЛДУ БЖД Стасьо Р.І.. склали акт про те, що результати наукових досліджень стосовно побудови оптимізаційних моделей та комп'ютерних програм для багатопараметричного синтезу конструктивних елементів корпусу редуктора, для визначення конструктивних елементів валів редукторів та для багатопараметричного синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс, які розроблені к.т.н., доцентом полковником служби цивільного захисту Васильєвою О.Е. впроваджено в навчальний процес Львівського державного університету безпеки життєдіяльності при формуванні та наповненні таких дисциплін, як «Теоретична та прикладна механіка», «Методологія та організація наукових досліджень та теорія інженерного експерименту», «Основи проектування і конструювання пожежно-технічних та аварійно-рятувальних засобів». Результати наукових досліджень стосовно

оптимізаційних моделей і комп'ютерних програм сформують у сучасного рятувальника глибокі навики з ІТ-технологій та роботи кібернетичних систем для вирішення складних технічних задач.

Заступник начальника
навчально-наукового інституту
цивільного захисту
к.ф.-м.н., доцент Меньшикова О.В.

Завідувач кафедри
прикладної математики і механіки
д.ф.-м.н., професор Тацій Р.М.

Начальник навчально-методичного
відділу ЛДУ БЖД Стасьо Р.І.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Перший проректор
Національного університету
"Львівська політехніка"
професор Павлиш В.А.
„ листопада 2017 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи к.т.н., доцента кафедри прикладної математики і механіки Львівського державного університету безпеки життєдіяльності Васильєвої Олени Едуардівни, науковий консультант доктор технічних наук, професор Кузьо Ігор Володимирович, завідувач кафедри механіки і автоматизації машинобудування Національного університету „Львівська політехніка"

Актом підтверджується те, що окремі результати докторської роботи кандидата технічних наук, доцента Васильєвої О.Е. на тему "Багатопараметричний синтез конструктивних елементів циліндричних редукторів", у вигляді розроблених програм для комп'ютерного проектування приводів машин, впроваджено в навчальний процес на кафедри „Технічна механіка та динаміка машин" Національного університету „Львівська політехніка" під час виконання курсових проектів студентами-механіками.

На кафедру передано методичні вказівки та компакт-диск розроблених наступних програм:

1. Синтез конструктивних елементів корпусів редукторів;
2. Синтез конструктивних елементів зубчастої передачі;
3. Синтез конструктивних елементів валів,

застосування яких суттєво спрощує процес виконання курсового проекту студентам, а також програми є корисними для наукової роботи кафедри.

Завідувач кафедри "Технічна механіка та динаміка машин", доктор технічних наук, професор В.О. Малащенко

Кандидат технічних наук, доцент кафедри "Технічна механіка та динаміка машин" Я.М. Новіцький

Секретар кафедри "Технічна механіка та динаміка машин", к.т.н., ст. викладач Л.В. Дзюбик

Додаток Ж

Економічна ефективність впровадження результатів дослідження

Ж.1. Вихідні положення

Головним критерієм для оцінювання ефективності заходів підвищення надійності циліндричних редукторів та впровадження інформаційних систем в процес їх проектування є сума приведених витрат у сфері виробництва і експлуатації. Ці витрати окупаються як у сфері виробництва так і у сфері експлуатації. Приведені витрати B на один редуктор можна визначити за залежністю

$$B = B_p(1 + E_i)\text{, грн} \qquad (Ж.1)$$

де B_p – середнє значення вартості одного редуктора;

$E_н$ = 0,15 – нормативний коефіцієнт капітальних вкладень.

Економічну ефективність від впровадження заходів підвищення надійності циліндричних редукторів та інформаційних систем в процес їх проектування можна визначити як різницю між приведеними витратами до та після впровадження розглянутих заходів за залежністю

$$\mathring{A} = (\hat{A}_1 - \hat{A}_2)N\,, \qquad (Ж.2)$$

де N – річна програма випуску циліндричних редукторів, шт.

Значення B_1 визначають за залежністю (Ж.1), а B_2 – з урахуванням впроваджених заходів у сфері виробництва і експлуатації

$$B_2 = B_1 \prod_{i=1}^{n} k_i\,, \qquad (Ж.3)$$

де k_i – коефіцієнти, які враховують зміну умов у сфері виробництва та експлуатації від впровадження заходів підвищення надійності циліндричних редукторів та інформаційних систем в процес їх проектування.

Ж.2. Економічна ефективність

Для визначення економічної ефективності від впровадження заходів підвищення надійності циліндричних редукторів та інформаційних систем в процес їх проектування розглянемо відповідні етапи цього процесу.

На першому етапі визначаємо середнє значення вартості одного редуктора на підставі даних Київського редукторного заводу [269] і ТОВ «Перша редукторна компанія» (м. Біла Церква, Київська область) [38]. При цьому за основу бралися найнижчі ціни редукторів, які наведені в табл. Ж.1.

Таблиця Ж.1

Визначення середньої вартості редуктора

№ за пор.	**Тип редуктора**	**Модель**	**Ціна, грн**
1	Редуктор циліндричний	1ЦУ-100	4070
2	Редуктор циліндричний	ВК-475	6600
3	Редуктор циліндричний	ВКУ-500М	18700
4	Редуктор циліндричний	1Ц3У-315	24200
5	Редуктор циліндричний	РС 063	2390
6	Редуктор циліндричний	РС 071	2600
7	Редуктор циліндричний	РС 080	3180
8	Редуктор циліндричний	РС 090	3400
Сумарна вартість редукторів			65140
Середня вартість редуктора			**8142,5**

За результатами розрахунків встановлено, що середня вартість одного редуктора складає B_p = 8142,5 грн.

На другому етапі визначаємо приведені витрати B_1 на один редуктор до впровадження заходів по підвищенню надійності циліндричних редукторів та використання інформаційних систем в процес їх проектування за залежністю (7.1)

$$B_1 = B_p(1+0{,}15) = 8142{,}5 \cdot 1{,}15 = 9363{,}88 \text{ грн.}$$

На третьому етапі визначаємо приведені витрати B_2 на один редуктор після впровадження заходів по підвищенню надійності

циліндричних редукторів та використання інформаційних систем в процес їх проектування за залежністю (Ж.3)

$$B_2 = B_1 k_1 k_2 k_3 k_4 k_5, \qquad (Ж.4)$$

де k_1 – коефіцієнт, який враховує зміну тривалості часу напрацювання редуктора на відмову за рахунок його уточнення з використанням методу статистичного моделювання

$$k_1 = \frac{T_{\hat{A}1}}{\grave{O}_{\hat{A}2}} = \frac{3600}{4677} = 0,77;$$

T_{B1} = 3600 год згідно даних [192];

T_{B2} = 4677 год згідно уточнення з використанням методу статистичного моделювання показників надійності та результатів експериментальних досліджень (параграф 3.3);

k_2 – коефіцієнт, який враховує зміну імовірності безвідмовної роботи редуктора внаслідок зміни тривалості часу між внутрішньо цикловими періодами ППР

$$k_2 = \frac{R(t_1)}{R(t_2)} = \frac{0,905}{0,98} = 0,92;$$

$R(t_1)$ = 0,905 – імовірність безвідмовної роботи редуктора до зміни тривалості часу між внутрішньо цикловими періодами ППР (параграф 3.3);

$R(t_2)$ = 0,98 – імовірність безвідмовної роботи редуктора після зміни тривалості часу між внутрішньо цикловими періодами ППР (параграф 3.3);

k_3 – коефіцієнт, який враховує зміну тривалості часу напрацювання редуктора на відмову за рахунок зміни конструкційних чинників корпуса редуктора (параграф 3.4)

$$k_3 = \frac{T_{\hat{A}2}}{\grave{O}_{\hat{A}3}} = \frac{4677}{4748} = 0,98;$$

T_{B3} = 4748 год згідно внесення зміни до конструкції корпуса редуктора (параграф 3.4);

k_4 – коефіцієнт, який враховує зміну кута нахилу зубців до 10º, що збільшує напрацювання підшипників на відмову T_B на 68,5% (параграф 3.4); тоді значення цього коефіцієнта буде

$$k_4 = \frac{1}{1,685} = 0,59;$$

k_5 – коефіцієнт, який враховує вплив інформаційних систем на зміну приведених витрат B_2; згідно рекомендацій результатів робіт [63, 130, 230, 281] при використанні трьох програм (проектування корпусу редуктора, зубчастих передач і валів) значення коефіцієнта k_5 = 0,9.

На підставі отриманих числових значень всіх коефіцієнтів визначаємо за залежністю (Ж.4) приведені витрати B_2 на один редуктор після впровадження заходів по підвищенню надійності циліндричних редукторів та використанню інформаційних систем в процес їх проектування

$$B_2 = 9363,88 \cdot 0,77 \cdot 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,59 \cdot 0,9 = 3451,87 \text{ грн.}$$

На четвертому етапі визначаємо економічну ефективність від впровадження заходів підвищення надійності циліндричних редукторів та інформаційних систем за залежністю (Ж.2). На підставі статистичних даних [77, 194, 195] річний випуск циліндричних редукторів загального призначення на Україні складає N = 2958 штук. Тоді економічна ефективність від впровадження запропонованих заходів згідно із залежністю (Ж.2) буде

$$E = (9363,88 - 3451,87)2958 = 17487726 \text{ грн.}$$

Ж.3. Висновки

1. Зміна тривалості часу напрацювання редуктора на відмову за умови його уточнення з використанням методу статистичного моделювання дозволила підвищити тривалість часу напрацювання на відмову в 1,3 рази.

2. Зміна тривалості часу між внутрішньо цикловими періодами ППР дозволила підвищити імовірність безвідмовної роботи редуктора в 1,1 рази.

3. Зміна конструктивних елементів корпуса редуктора дозволила довести тривалість напрацювання редуктора на відмову до T_B = 4748 год.

4. Зменшення кута нахилу зубців до 10º дозволяє збільшити напрацювання підшипників на відмову T_B на 68,5%.

5. Впровадження інформаційних систем на проектування корпусу редуктора, зубчастих передач і валів дало можливість зменшити приведені витрати на виготовлення одного редуктора на 10%.

6. Економічна ефективність від впровадження заходів для підвищення надійності циліндричних редукторів та інформаційних систем при проектуванні і виготовлені редукторів складає 17,5 млн. грн.