

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЧЕРНІГІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

Полуян Анатолій Вікторович

УДК 621.855.25

**ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЕНЕРГООЩАДНОГО
БАГАТОМАСОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО ПРИВОДА**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

ДИСЕРТАЦІЯ

на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник: Пилипенко Олег Іванович,
доктор технічних наук,
професор

Чернігів – 2015

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1	
СТАН ПИТАННЯ. ОГЛЯД І КОРОТКИЙ АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	11
1.1 Дослідження динаміка ланцюгового привода.....	11
1.1.1 Теоретичні дослідження динаміки ланцюгового привода.....	11
1.1.2 Експериментальні дослідження динаміки ланцюгового привода.....	19
1.2 Застосування полімерних матеріалів для виготовлення деталей ланцюгової передачі.....	22
1.3 Дослідження впливу параметрів двигуна на характеристику роботи ланцюгового привода.....	29
1.4 Автоматизація розрахунків ланцюгових передач і приводів.....	35
1.5 Обґрунтування мети та задач дослідження.....	37
РОЗДІЛ 2	
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ТА ДИНАМІКИ БАГАТОМАСОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО ПРИВОДА В МЕТАЛЕВОМУ І ПОЛІМЕРНОМУ ВИКОНАННІ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧІ.....	39
2.1 Алгоритм розрахунку та підбору оптимальних параметрів багатомасової ланцюгової передачі.....	39
2.2 Методика побудови об'ємної моделі багатомасової ланцюгової передачі.....	46
2.2.1 Побудова об'ємних елементів ланцюгової передачі.....	47
2.2.2 Алгоритм побудови об'ємної моделі ланцюгової передачі.....	53
2.3 Використання математичного апарату для комплексного дослідження кінематики та динаміки багатомасового ланцюгового привода.....	57
2.4 Дослідження та порівняльний аналіз кінематики та динаміки 2-х, 3-х та 6-ти масових ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні їх елементів.....	72
2.5 Дослідження та порівняльний аналіз динаміки напружено-деформованого стану елементів ланцюгових передач у металевому та полімерному їх виконанні.....	99

2.6 Висновки до розділу.....	106
РОЗДІЛ 3	
ПОРІВНЯННЯ НАТУРНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ТА КОМП'ЮТЕРНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ БАГАТОМАСОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО ПРИВОДА.....	109
3.1 Натурні експерименти.....	109
3.1.1 Експериментальний стенд.....	109
3.1.2 Дослідження динаміки багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими, металополімерними та полімерними деталлями передачі.....	111
3.2 Комп'ютерні дослідження.....	116
3.2.1 Створення об'ємної моделі експериментального стенду.....	116
3.2.2 Дослідження динаміки багатомасового ланцюгового привода в металевому, металополімерному і полімерному виконанні деталей ланцюгової передачі.....	116
3.3 Порівняння результатів натурних та комп'ютерних досліджень.....	120
3.4 Висновки до розділу.....	122
РОЗДІЛ 4	
ПІСЛЯПРОЕКТНА ДІАГНОСТИКА ТА АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДИКИ ПРОЕКТУВАННЯ БАГАТОМАСОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО ПРИВОДА.....	124
4.1 Післяпроектна діагностика багатомасового ланцюгового привода.....	124
4.2 Аналіз ефективності розробленої інженерної методики проектування багатомасових ланцюгових передач.....	131
4.3 Висновки до розділу.....	132
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	134
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	137
ДОДАТКИ.....	148

ВСТУП

Актуальність теми. Значна кількість машин, що проектуються, обладнані багатомасовим ланцюговим приводом. Найважливішими задачами проектування такого привода є забезпечення властивості ланцюгової передачі зберігати свою працездатність протягом заданого періоду часу за певних умов експлуатації, зниження її матеріаломісткості та енергоспоживання.

Відомим є напрямок по зниженню матеріаломісткості та енергоспоживання ланцюгової передачі, який ґрунтується на заміні металевих деталей передачі на полімерні та металополімерні (в залежності від умов експлуатації), проте, зміна пружних, інерційних і демпфіруючих параметрів створюють неузгодженість коливань динамічної системи ланцюгової передачі та зсув резонансних зон частот обертання мас, а це, в свою чергу, призводить до необхідності зміни традиційної методики розрахунку ланцюгових передач.

Незважаючи на накопичений досвід у теорії та практиці, існуюча методика проектування ланцюгових приводів базується виключно на розрахунку найпростіших двохмасових передач, вона не враховує багатомасовості та динамічних процесів, які відбуваються в такій системі.

Відкритими залишаються ряд питань, які являють собою актуальну науково-технічну проблему в області автоматизованого розрахунку та проектної побудови багатомасової ланцюгової передачі, підвищення її експлуатаційних показників, порівняння отриманих теоретичних результатів розрахунку з експериментальним дослідженням, створення алгоритму одержання достовірних розрахунків для подальшого проектування при заданих умовах експлуатації.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Методологічною базою для дослідження є теорія коливань, роботи, починаючи від завдання 04.02 республіканської цільової комплексної науково-технічної програми РН.82.02.Ц "Матеріаломісткість" і закінчуючи держбюджетною темою № 45/96 "Ресурсозберігаючі методи підвищення працездатності приводів машин застосуванням полімерних композитів", звітні дані науково-дослідних центрів та установ, а також монографічні дослідження, статті вітчизняних та зарубіжних

вчених. Автор приймав участь в якості виконавця тематичного плану кафедри основ конструювання машин "Вдосконалення і розробка конструкцій і технологій у машинобудівній галузі" наступних етапів: комплексна оцінка роботи ланцюгової передачі за допомогою програмного продукту "SolidWorks"; модернізація експериментальної установки, її 3D моделювання динамічних параметрів ланцюгової передачі в металевому та полімерному виконанні.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є розробка нового підходу до розрахунку та конструювання багатомасових ланцюгових передач, який дозволить ще на стадії проектування комплексно аналізувати кінематику, динаміку, напружено-деформований стан елементів передачі в русі та діагностувати його, а також надасть можливість підбирати оптимальні параметри передачі, які забезпечать високу динамічну якість. Для досягнення мети необхідно вирішити наступні наукові задачі.

1. Проаналізувати існуючі дослідження динаміки, кінематики, енергоспоживання та проектування багатомасових ланцюгових передач з метою їх удосконалення шляхом підбору оптимальних параметрів, при яких буде забезпечена їх динамічна якість та знижене енергоспоживання.

2. Розробити алгоритм та програмне забезпечення для автоматизованого розрахунку та підбору оптимальних параметрів багатомасових ланцюгових передач.

3. Розробити інженерну методику для проектування та можливості комплексного дослідження об'ємних моделей багатомасових ланцюгових передач.

4. Апробувати розроблену інженерну методику шляхом комплексного дослідження кінематики, динаміки та напружено-деформованого стану елементів 2-х, 3-х та 6-ти масових ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні їх деталей.

5. Експериментально та теоретично дослідити динаміку 4-х масової ланцюгової передачі як приклад типового ланцюгового привода.

6. На основі порівняння експериментальних та теоретичних досліджень проаналізувати ефективність використання розробленої інженерної методики проектування багатомасових ланцюгових передач та привода в цілому.

Об'єктом дослідження є проектування багатомасових ланцюгових передач різної складності та високої динамічної якості.

Предметом дослідження є оптимальні параметри багатомасової ланцюгової передачі.

Методи дослідження. Для вирішення поставлених задач використані методи чисельного аналізу диференціальних рівнянь, теорії механізмів і машин, механіки деформованого твердого тіла, скінчено-елементний аналіз, методи обчислювальної математики, методи програмування, методи оптимізації, метод тензометрії.

Наукова новизна отриманих результатів дисертаційної роботи:

- *вперше* розроблено алгоритм розрахунку параметрів для багатомасової ланцюгової передачі, що набув подальшого застосування в створеному програмному продукті "*Расчёт n-массовой цепной передачи*", який враховує втрати потужності на тертя в шарнірах ланцюгового контуру, підбирає оптимальні параметри передачі, при яких забезпечується висока динамічна якість, коефіцієнт корисної дії, термін служби, будує контур передачі та розраховує всі необхідні дані для побудови її просторової моделі;

- розроблена інженерна методика проектування об'ємних моделей багатомасових ланцюгових передач, яка дозволяє інженеру-конструктору досліджувати та аналізувати роботу ланцюгової передачі, переглядати імітацію руху її елементів, варіювати параметрами передачі (частотою та напрямом обертання ведучої зірочки, моментом опору ведених зірочок та ін.) і враховує: жорсткість, демпфірування, випадкові коливання, нелінійність деформації матеріалів при контакті між собою просторових моделей системи, їх інерційність, статичне і динамічне тертя в контактних парах;

- розроблена інженерна методика апробована шляхом комплексного дослідження кінематики, динаміки та напружено-деформованого стану елементів 2-х, 3-х та 6-ти масових ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні їх деталей;

- удосконалено експериментальний стенд для проведення натурних експериментів, використанням інструментального підсилювача AD8555, який

забезпечує можливість калібрування і підсилення сигналу за допомогою цифрового інтерфейсу та осцилографа, який зберігає результати для подальшої їх цифрової обробки спеціалізованим програмним забезпеченням на ПК, що призводить до зменшення витрат часу на обробку експериментальних даних.

Практичне значення отриманих результатів полягає у тому, що дисертаційні дослідження завершено створенням нового підходу до розрахунку, конструювання та можливістю підбирати оптимальні параметри багатомасових ланцюгових передач: 1) створений програмний продукт *"Расчёт n-массовой цепной передачи"* враховує втрати потужності на тертя в шарнірах ланцюгового контуру, підбирає оптимальні параметри передачі, при яких забезпечується висока динамічна якість, коефіцієнт корисної дії, термін служби, будує контур передачі та розраховує всі необхідні дані для побудови її просторової моделі, задовольняючи такі критерії працездатності передачі, як втомне руйнування роликів та пластин ланок ланцюга по їх руйнівному навантаженню; 2) розроблена інженерна методика проектування об'ємних моделей багатомасових ланцюгових передач дозволяє інженеру-конструктору комплексно дослідити рух елементів ланцюгової передачі, переглядати імітацію її роботи, варіювати параметрами передачі, враховуючи: жорсткість, демпфірування, випадкові коливання, нелінійність деформації матеріалів при контакті між собою просторових моделей системи, їх інерційність, статичне і динамічне тертя в контактних парах.

Результати дисертаційних досліджень впроваджені на приватно-орендному підприємстві імені Войкова, приватному акціонерному товаристві "Чернігівський автозавод" та в навчальному процесі Чернігівського національного технологічного університету.

Особистий внесок здобувача. Розроблена аналітична модель розрахунку та параметричного синтезу багатомасової ланцюгової передачі, яка набула подальшого застосування в створеному програмному продукті *"Расчёт n-массовой цепной передачи"*. Всі об'ємні моделі ланцюгових передач були побудовані здобувачем самостійно. Розроблена інженерна методика проектування та дослідження об'ємних

моделей багатомасових ланцюгових передач та приводів. Модернізований стенд для проведення натурних експериментів.

Усі основні положення та наукові результати, які наведені у дисертації, отримані здобувачем самостійно. Постановка мети, задач дослідження, відпрацювання структури роботи виконані разом з науковим керівником.

Роботи, опублікованих у співавторстві [3, 33, 42 – 44, 48, 63 – 65, 69 – 72, 104, 106 – 109], здобувачеві належать розроблення алгоритму програми, синтез основних рівнянь і співвідношень, побудова об'ємних моделей передач, участь в аналізі отриманих експериментальних та теоретичних результатів і формулюванні висновків.

Апробація результатів дисертації

Основні результати роботи доповідалися і обговорювалися на 2 всеукраїнських науково-практичних конференціях, 14 міжнародних науково-практичних конференціях, 1 симпозіумі та 2 конгресах: всеукраїнській науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених "Новітні технології у науковій діяльності і навчальному процесі" 16-17 квітня 2013 року, м. Чернігів; II всеукраїнській науково-технічній конференції "Прогресивні технології в машинобудуванні" 10-15 лютого 2014 р, м. Львів; II міжнародній науково-практичній конференції "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем" 23-25.05.12, Чернігів; XIII міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП "Промислова гідравліка і пневматика" 19-20.09.12, Чернігів; XIII международном научно-техническом семинаре «Современные проблемы производства и ремонта в промышленности и на транспорте» 18-22.02.2013, г. Свалява; III міжнародній науково-практичній конференції "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем" 14-16.05.13, Чернігів; Тридцать третьей ежегодной международной конференции «Композиционные материалы в промышленности» 27-31.05.13. Ялта, Гурзуф, Крым; Международной научно-технической конференции «Новые нетрадиционные технологии в ресурсо- и энергосбережении» 22-24.05.2013 г. Одесса. – Киев: АТМ України; IV міжнародній науково-практичній конференції «Теоретичні та експериментальні дослідження в технологіях сучасного

матеріалознавства і машинобудування» 3-7 червня 2013 року, Луцьк-Світязь; XI міжнародній науково-технічній конференції «ABIA-2013» 21-23 травня 2013 року, м. Київ; XX международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века». 2013, Донецк (Севастополь), (награждён дипломом III степени за высокий научный и технический уровень разработки представленного доклада); VII міжнародній науково-практичній конференції "Інтегровані інтелектуальні робото-технічні комплекси (ІРТК-2014)", 19-20 травня 2014 року, м. Київ; IV міжнародній науково-практичній конференції "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем" 19-21 травня 2014 року, Чернігів; IX міжнародній науково-практичній конференції "Математичне та імітаційне моделювання систем (МОДС 2014)", 23-27 червня 2014 року, с. Жукін Київської області; 2-й Международный симпозиум "Современные проблемы создания и производства механических передач" Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва 17-18 декабря 2013 г; 46-й міжнародній науково-технічній конференції "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач и механического привода" (ЗП-2015) 25-30 серпня 2015 р. м. Одеса; International Scientific and Practical Conference "Innovative technologies in science, Vol. 1.1 February 21-22, 2015, Dubai, UAE". – Dubai; XIth International congress MACHINES, TECHNOLOGIES, MATERIALS 2014. 17-20 September 2014. Varna, Bulgaria, (Awarded a Diploma for participation in the XIth INTERNATIONAL CONGRESS MACHINES, TECHNOLOGIES, MATERIALS'14); VIth world congress "Aviation in the XXIst century". "Safety in Aviation and Technologies". September 23-25, 2014. Kyiv, Ukraine.

Публікації. За результатами дисертації опубліковано 32 наукові праці: 9 статей у фахових виданнях, які входять до переліку ВАК України; 1 стаття у фаховому виданні, яке не входить до переліку ВАК України; 3 статті в закордонних фахових виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз даних; 18 матеріалів конференцій та симпозіумів; отримано 1 авторське свідоцтво на комп'ютерну програму.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків та 3 додатків. Обсяг дисертації – 151 сторінка, 3 сторінки додатків. Дисертація містить 137 рисунків, 2 таблиці та посилання на 114 літературних джерел.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ. ОГЛЯД І КОРОТКИЙ АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Дослідження динаміка ланцюгового привода

1.1.1 Теоретичні дослідження динаміки ланцюгового привода

Процес створення моделі динамічної системи та її аналіз можна представити наступною послідовністю етапів: складання розрахункових схем, обмеження системи, запис рівнянь руху, вирішення рівнянь та їх аналіз. Динамічна система ланцюгової передачі обмежена характеристиками двигуна і виконавчого механізму. Основним обмеженням є мінімальна ресурсомісткість. Структура динамічної системи визначається кількістю елементів, що мають зв'язки між собою і з зовнішнім середовищем.

Основним завданням динаміки є визначення реакцій зв'язків системи. Реакція будь-якої механічної системи при заданому збуренні залежить не тільки власне від збурення, але і від параметрів самої системи. Під параметрами механічної системи розуміють її структуру, геометричні розміри, конфігурацію, величини і характер розподілу мас та моментів інерції окремих ланок, їх пружність.

Основна особливість динаміки багатомасової пружної системи ланцюгового привода полягає в тому, що в ній, внаслідок нерівномірного обертання ланцюгового контуру, виникають такі види реакцій: сили інерції коливних мас, сили пружності ланцюга та ділянок валів. Істотні динамічні навантаження в ланцюговому контурі, викликані значним натягом веденої вітки, з'являються при відносно великих його швидкостях руху [36].

Коротко проаналізуємо роботи по динаміці ланцюгового привода. В роботі [92] автор розглядає контактні (ударні) процеси між роликом внутрішньої ланки та зірочкою передачі, вільні та вимушені колювання лише ведучої вітки ланцюгової передачі, що не відображає повної картини динамічних явищ в ланцюговій передачі.

В роботі [111] автор досліджує вільні та вимушені крутильні колювання, які виникають у ведучій вітці двохмасової ланцюгової передачі, та отримує залежності для визначення динамічних навантажень, які в ній діють. На жаль, дослідження автора не відображають повну картину динамічних явищ в ланцюговій передачі,

оскільки не проводиться дослідження динамічних навантажень, які виникають у веденій вітці ланцюгового контуру.

В роботі [23] показано рішення динаміки ланцюгового привода для трьохмасової ланцюгової передачі. В порівнянні з роботами [92, 111] автор отримує залежності для визначення динамічних навантажень як у ведучій, так і у веденій вітках ланцюгового контуру, але помилково вважає, що при сталому режимі роботи передачі ведуча зірочка обертається з постійною частотою.

Контактні процеси (удар) між роликом внутрішньої ланки та зірочками передачі розглядаються в роботах [22, 85 – 89, 113], вони не відображають повної картини контактних процесів, що відбуваються в контактних парах: напруження, деформації, сили удару ролика по зубу зірочки та найголовнішого – коефіцієнт запасу міцності.

В роботі [36] розглядається багатомасова ланцюгова передача як складна коливальна система з гнучкими зв'язками, що містить велику кількість взаємодіючих між собою елементів, та має багато можливих реалізацій в процесі свого функціонування. Основними недоліками ланцюгової передачі автор вважає нерівномірність руху ланцюгового контуру і пов'язані з цим динамічні явища, які спричинені самою її конструкцією, а головною перевагою ланцюгової передачі, в порівнянні з пасовою передачею, яка також має гнучкі зв'язки, є постійність передачі середнього значення передавального числа, яке досягається за рахунок зачеплення деталей ланцюгового контуру (роликів ланцюга) із зірочками передачі. Нерівномірність руху ланцюгового контуру безпосередньо впливає і на нерівномірність обертання зірочок передачі, оскільки він має певні жорсткість та інерційність.

Автор розглядає та математично обґрунтовує в своїй роботі просту двомасову і складну багатомасову ланцюгову передачу як коливальну систему, на яку діють зовнішні і внутрішні збурення. При наявності довільного зовнішнього збурення, як зірочкам передачі, так і власне ланцюговому контуру завдаються додаткові періодичні навантаження, величина яких визначається інерційністю обертових мас. Також в якості дії зовнішніх збурень можуть виступати такі фактори: періодична та

різка (під час пуску) зміна рушійного моменту, періодична, аперіодична або різка (при гальмуванні, реверсі передачі) зміна моментів опору на ведених валах, а вже в якості внутрішніх збурень виступає полігональний ефект та ексцентриситети ведучої і ведених зірочок, різнокроковість ланок ланцюга та накопичена похибка довжини ведучої вітки. Під дією зовнішніх та внутрішніх збурень і виникають крутильні коливання. Також у вітках ланцюгового контуру виникають поздовжні і поперечні коливання. Поздовжні коливання виникають в результаті того, що власне самі вітки ланцюгового контуру рухаються нерівномірно. Поперечні ж коливання викликані тим, що вітки контуру здійснюють не чітко поступальний рух, а складне плоскопаралельне переміщення.

В роботі [114] представлена математична модель, яка дозволяє розрахувати коливання ланцюгів і викликані ними сили в передачах, що працюють в режимі помірних і високих швидкостей. Тут також показано, що сили інерції є суттєвими при великих швидкостях, а поперечні коливання у веденій вітці ланцюга мають високі амплітуди. Як варіант зниження їх, автор рекомендує застосовувати натяжний пристрій. В роботі не наводиться досліджень динаміки інших перехідних процесів (пуск, зупинка, реверс), а проводяться дослідження лише при сталому режимі роботи, оскільки не можна судити про інерційність ланцюгової передачі остаточно, не враховуючи всі перехідні процеси.

В роботі [110] авторами представлена розробка моделі ланцюгової передачі автомобільного двигуна, що досліджувалась в перехідному режимі роботи, та складається з ведучої і двох ведених зірочок ланцюгової передачі та гідравлічного натяжного пристрою. Наведено результати чисельного рішення задачі. Авторами роботи не було проведено повного аналізу динаміки на всіх перехідних процесах та усталеному режимі роботи ланцюгової передачі, причому були прийняті припущення в рівняннях руху, які не можуть повністю охарактеризувати та відобразити дійсні динамічні процеси та явища, що відбуваються в ланцюговому приводі.

В роботах [102, 103] авторами описується нелінійна динаміка ланцюгового привода, з аналізу поведінки якої створені математичні моделі всіх її механічних і

гідравлічних вузлів. Авторами роботи не було враховано, що для більш детального нелінійного динамічного аналізу ланцюгового привода недостатньо побудувати лише його математичну модель. Суттєву роль при нелінійному динамічному аналізі відіграє матеріал, з якого в подальшому будуть виготовлені деталі, тому без побудови реалістичної 3D моделі ланцюгового привода результати дослідження по своїй суті міститимуть значні похибки, оскільки не буде враховане тертя між контактними парами.

В роботі [30] автор наводить методику розрахунку ланцюгової передачі з врахуванням динамічних процесів, що відбуваються на різних режимах роботи, вводить у розрахункові рівняння складові, що враховують дисипативні процеси і пускові характеристики лише для електродвигуна, відображає узагальнену математичну модель привода з полімерною ланцюговою передачею, що дозволяє проводити теоретичний розрахунок її динамічних характеристик (пускових, резонансних) для правильного підбору параметрів роботи передачі (довжини вітки, швидкості) з метою запобігання критичних режимів роботи. Також на основі математичного моделювання на ЕОМ усталеного режиму роботи даного привода автором отримані теоретичні значення зміни зусилля у вітці ланцюга. Автор, застосовуючи таку методику, отримує велику розбіжність експериментальних значень з теоретичними (10 – 15%). Не було розглянуто зміну імпульсу сили, що, в свою чергу, дозволяє судити про реверсивність передачі, зміну сили контакту контактної пари ланка-зірочка передачі, зміну загальної кінетичної енергії та зміну необхідної потужності двигуна.

В роботах [95, 112] автори пропонують методи нелінійного динамічного моделювання для віртуального проектування динаміки систем багатьох тіл. Результати містять високочастотні коливання, що виникають під час дії імпульсивних контактних сил і застосуванні жорстких елементів. Кожна ланка моделюється як тіло з шістьма ступенями вільності і двома податливими втулками. Для підтвердження ефективності застосування розробленої методики її порівнюють з натурним експериментом випробувань високоманевреної гусеничної машини. У цьому експериментальному обґрунтуванні положення, швидкості, прискорення і

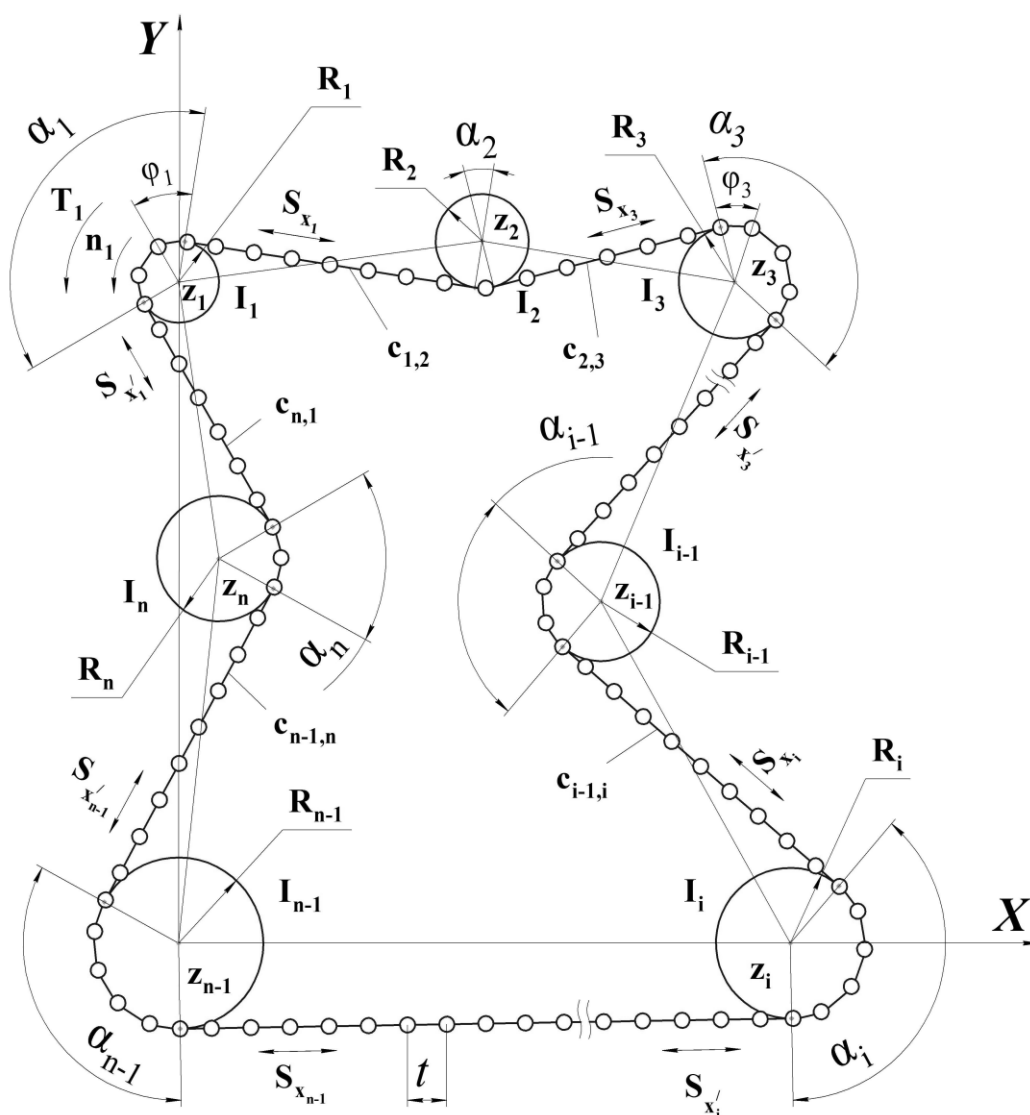


Рисунок 1.1 – Розрахункова схема багатомасової ланцюгової передачі

Методи відстроювання резонансних частот обертання докладно розглянуті в [60]. Практично найбільш можливим є впадання системи в резонанс з основним тоном власних коливань.

Автори робіт [36, 60] під час дослідження динамічних процесів не враховують впливу тертя в контактних парах, демпфірування деталей передачі, що не відображає повної картини динамічних процесів, які відбуваються у вітках контуру передачі.

Розглянемо приклад двохмасової ланцюгової передачі, де розв'язано систему рівнянь (1.1) відносно деформації ведучої вітки ланцюга $\varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2$, та знайдено динамічне навантаження у ведучій та веденій вітках, яке зумовлене полігональним ефектом зірочок (рис. 1.2 а, б) [52]:

$$F_{\text{дин1}}(\tau) = c_1 \cdot \left(\varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2 + \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin(kz_1 \omega_1 \tau)}{k(1-k^2 z_1^2)} - \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin k(z_2 \omega_2 \tau - 2\pi j)}{k(1-k^2 z_2^2)} \right),$$

$$F_{\text{дин2}}(\tau) = c_2 \cdot \left(\varphi_1 R_1 - \varphi_2 R_2 - \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin[k(z_1 \omega_1 \tau - \xi_1)]}{k(1-k^2 z_1^2)} + \frac{t}{\pi} \sum_{k=1}^5 (-1)^k \frac{\sin[k(z_2 \omega_2 \tau - \xi_2 - 2\pi j)]}{k(1-k^2 z_2^2)} \right)$$
(1.3)

Інерційні навантаження від нерівномірності обертання мас:

$$F_{\partial i} = m_i \ddot{x}_i = F_{i,i+1} - F_{i-1,i},$$
(1.4)

де m_i – обертові маси; $\ddot{x}_i$ – їх прискорення ($x_i = \varphi_i R_i$).

Динамічна нерівномірність обертання мас (зірочок):

$$\delta_i = 2\varphi_i z_i \cdot 100\%,$$
(1.5)

де φ_i – кутові амплітуди крутильних коливань.

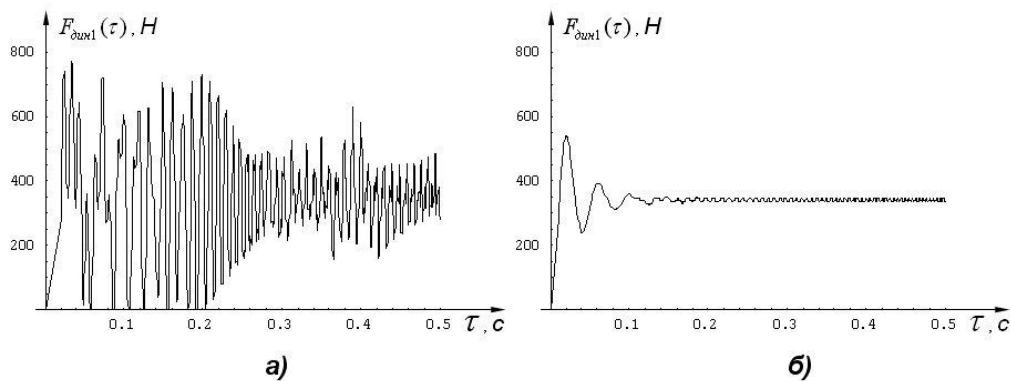


Рисунок 1.2 – Динамічне навантаження у ведучій вітці, зумовлене полігональним ефектом зірочок з металевим а) і полімерним б) ланцюгом

З рисунку 1.2 бачимо, що усталений режим роботи двохмасового ланцюгового привода, оснащеного полімерним ланцюгом, наступає значно раніше (близько 0,15 с), ніж привода, оснащеного металевим ланцюгом (близько 0,45 с). Амплітуда коливань динамічного навантаження у ведучій та веденій вітках ланцюгового привода, оснащеного металевим ланцюгом більша, ніж у привода, оснащеного полімерним ланцюгом.

Розглянемо на прикладі двохмасової ланцюгової передачі розв'язок системи рівнянь (1.1) відносно кутових швидкостей ω_1 , ω_2 та кутових прискорень ε_1 і ε_2 (перша та друга похідні від φ_1 , φ_2) ведучої та веденої обертових мас та отримано їх графічні залежності. На рисунках 1.3, 1.4 зображені зміни вказаних величин під час пуску лише для веденої обертової маси, оскільки вважається, що ведуча маса

обертається рівномірно (що не відповідає дійсності, хоча ведуча маса має меншу нерівномірність обертання, ніж ведена).

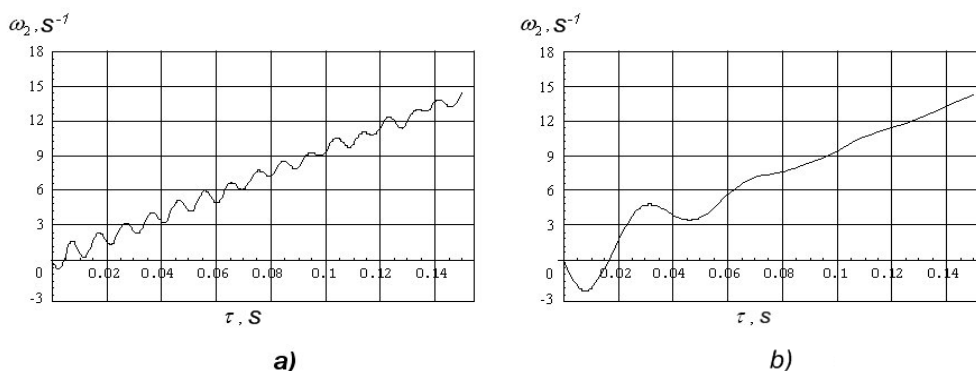


Рисунок 1.3 – Кутова швидкість веденої обертової маси з металевим а) і полімерним б) ланцюгами

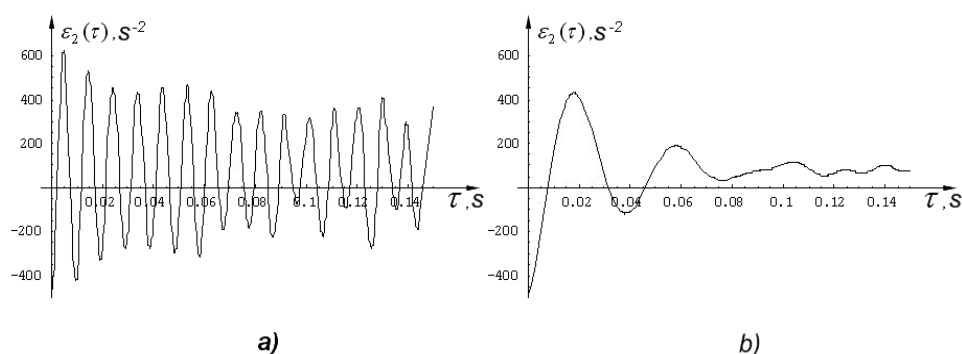


Рисунок 1.4 – Кутове прискорення веденої обертової маси з металевим а) і полімерним б) ланцюгами

Вигляд кривих кутових швидкостей і прискорень (рис. 1.3, 1.4) засвідчує, що рух обертальних мас ланцюгового привода не є рівномірним. Значення кутових швидкостей і прискорень у ланцюгового привода, оснащеного полімерним ланцюгом, менші порівняно з цими ж значеннями ланцюгового привода, оснащеного стандартним металевим ланцюгом. Починаючи з 0,08 с після пуску, рух веденої обертової маси стає практично майже рівномірним у випадку застосування полімерного ланцюга, в той час як при застосуванні стандартного металевого – рух продовжує бути нерівномірним. Авторами роботи [52] прийнята за базу математична модель системи рівнянь (1.1) для теоретичного дослідження динаміки багатомасової ланцюгової передачі, яка не враховує демпфірування матеріалу при контакті деталей та тертя в контактних парах, а отже, як і всі попередні дослідження динаміки багатомасової ланцюгової передачі, вона не відображає загальної картини динамічних процесів, які відбуваються в ланцюговій передачі.

1.1.2 Експериментальні дослідження динаміки ланцюгового привода

При наявності в динамічній системі ланцюгової передачі великої кількості мас, жорсткостей, збурюючих факторів і типів коливань необхідно переконатися в тому, що результати теоретичних розрахунків відповідають реальним процесам, які відбуваються під час експлуатації передачі. В реальній системі всі фактори і процеси діють одночасно, таке експериментальне дослідження дає можливість остаточно переконатися в правильності тих чи інших теоретичних розрахунків, після чого можна буде перейти до імітаційного моделювання роботи передачі на ЕОМ [36].

В роботах [36, 62, 93] розглядаються експериментальні дослідження зміни динамічного навантаження у вітці ланцюга, які ґрунтуються на тому, що величини цього навантаження визначаються деформацією цієї ж вітки. Охарактеризуємо загальну ідею цього способу на прикладі експериментального станду [41], принципова схема якого зображена на рисунку 1.5.

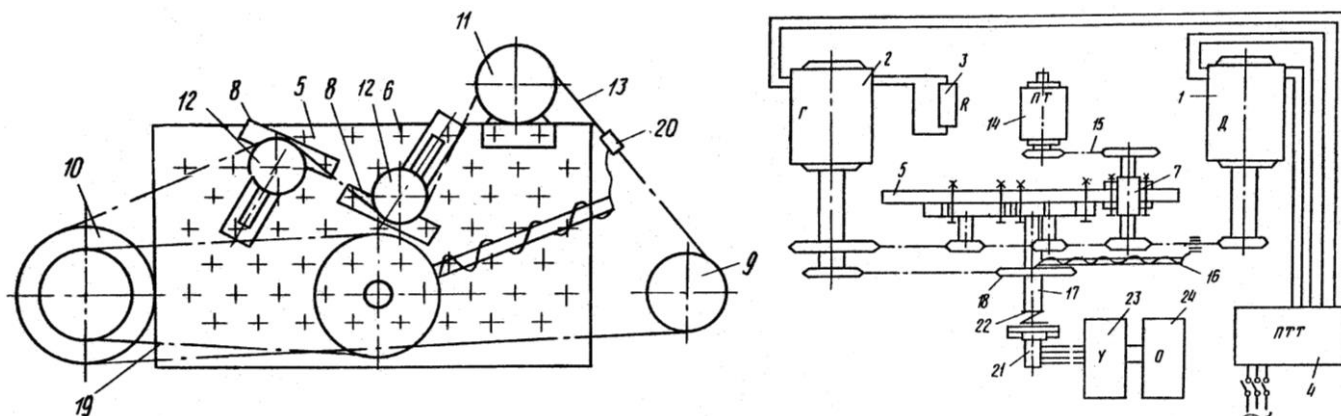


Рисунок 1.5 – Експериментальний стенд для випробувань і досліджень ланцюгових передач і приводів

Стенд містить: двигун 1; гальмівний генератор 2 з навантажувальним опором 3; тиристорний перетворювач 4, з'єднаний з двигуном 1 і гальмівним генератором 2; монтажну плиту 5 з отворами 6, кількість і розташування яких може бути різним в залежності від досліджуваної передачі; встановлені на плиті за допомогою кріплення в отвори 6 опору 7 і кронштейни 8; досліджувану передачу, що складається з ведучого елемента 9, що встановлюється на валу двигуна 1, ведених елементів 10 та 11, встановлюваних відповідно на валу гальмівного генератора 2 і в

опорі 7, натяжних елементів 12, встановлюваних на кронштейнах 8, і ланцюг 13; порошкове гальмо 14, що пов'язане передачею 15 з гнучким зв'язком з веденим елементом 11; водило 16, встановлене з можливістю обертання; закріплений на валу 17 ведений елемент 18 допоміжної передачі 19 з гнучким зв'язком, що пов'язує водило 16 з двигуном 1; закріплений на досліджуваному гнучкому зв'язку датчик 20, пов'язаний з водилом 16; ртутний струмознімач 21; пружну муфту 22, що пов'язує рухому частину струмознімача 21 з валом 17; з'єднаний з нерухомою частиною струмознімача 21 підсилювач 23, вихід якого з'єднаний з осцилографом 24. Застосування монтажною плити 5 з отворами 6 дозволяє монтувати і досліджувати практично будь-які контури передач, що відповідають реальним.

Під час досліджень на ведених елементах 10 і 11 досліджуваної передачі створюють навантаження за допомогою гальмівного генератора 2 або порошкового гальма 14 відповідно, що дозволяє задавати режими навантажень, близькі до реальних. Допоміжна передача 19 з гнучким зв'язком виконана так, що кутова швидкість обертання валу 17 і закріпленого на ньому водила 16 відповідає кутовій швидкості досліджуваного ланцюга 13.

Сигнал з закріпленого на досліджуваному гнучкому зв'язку давача 20 через водило 16, пружну муфту 22 і ртутний струмознімач 21 поступає на підсилювач 23 і осцилограф 24, де записується на фотоплівку (рис. 1.6) [36].

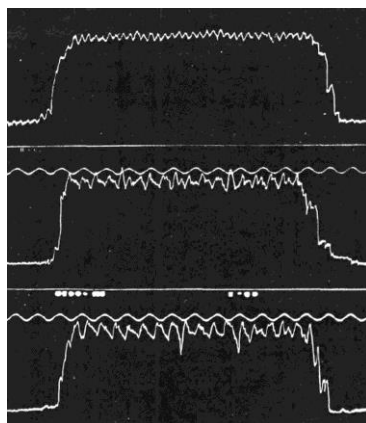


Рисунок 1.6 – Зразки запису динамічного навантаження у ведучій вітці ланцюгового контуру з кроком ланцюга 15,875 мм (при зносі ланцюга 0%, 1,5%, 3% відповідно)

Розглянемо детальніше технічні параметри вимірювальної схеми [34], яка використовується в [41]. На ланцюзі встановлена вимірювальна ланка з

тензорезисторами 1, 2, 3, 4 марки КФ5 з вимірювальною базою 5 мм та опором 100 Ом кожний, яка під дією зусиль розтягу, що виникають в ланцюговому контурі, деформується (рис. 1.7, а). Вигин валиків зумовлює відповідний вигин пластин вимірювальної ланки, в результаті чого на внутрішній (рис. 1.7, б, крива 2) і зовнішній (рис. 1.7, б, крива 1) сторонах пластин виникають напруження.

Сигнал з датчиків через ртутний струмознімач та роз'єм X1 (рис. 1.8) підводиться до вимірювальної апаратури. Після підсилювача 8АНЧ-7М сигнал надходить через масштабний резистор R2 на магнітоелектричний осцилограф 13 К12-22, де фіксується на фотоплівці.

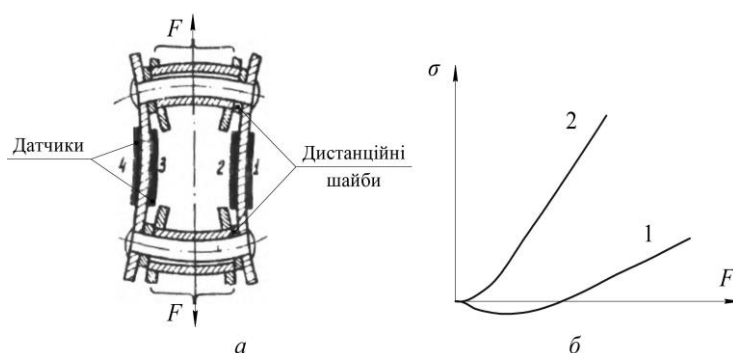


Рисунок 1.7 – Схема розміщення датчиків

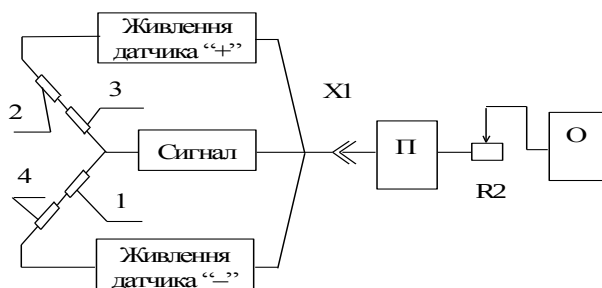


Рисунок 1.8 – Схема електричних сполучень

В роботі [30] був модернізований експериментальний стенд [41]: після підсилювача 8АНЧ-7М сигнал надходить через перетворюючий пристрій 9 (рис. 1.9) на вхід Game-порту EOM.

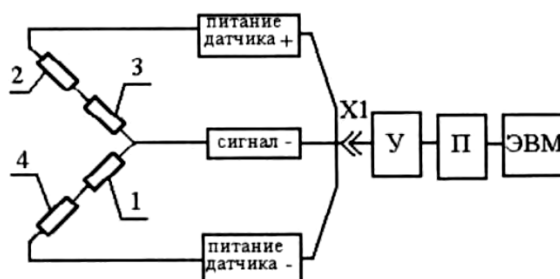


Рисунок 1.9 – Модернізована схема електричних сполучень

Недоліками вище наведених методик є встановлення датчиків омичного опору на металеву та полімерну ланки, що в результаті викликає побудову відповідних тарирувальних графіків, по яких в подальшому розшифровуються експериментальні осцилограми. Це викликає похибку отриманих експериментальних результатів, оскільки при однакових умовах використовуються різні вимірювальні ланки.

1.2 Застосування полімерних матеріалів для виготовлення деталей ланцюгової передачі

Експериментальні дослідження і багаторічні спостереження за роботою ланцюгових передач в експлуатаційних умовах показали, що працездатність передачі обмежується надійністю і довговічністю ланцюга, яка найчастіше виходить з ладу внаслідок руйнування деталей шарніра. Практикою експлуатації встановлені два критерії працездатності ланцюга: знос деталей шарніра, що сприяє збільшенню дійсного кроку, і руйнування деталей шарніра за умовами втомної міцності. Основними причинами зносу деталей шарніра є великі контактні напруження, що виникають на робочій поверхні валика і втулки під час входу ланки в зачеплення при відносному повороті його на кут $360^\circ/z$. Під час експлуатації ланцюгових передач на сільськогосподарських машинах з'являється ще ряд факторів, що інтенсифікують процес руйнування шарніра, наприклад, хімічно агресивні та абразивні середовища. До основних причин, що знижують зносостійкість деталей шарніра, можна також віднести низьку точність виготовлення ланцюга по кроку і неточність монтажу ланцюгового контуру [36].

Дослідження, виготовлення та впровадження зірочок з полімерних матеріалів проводилися найвідомішими фірмами "Du Pont", "ЗІМАГ", "ВІПЕРМАН", "БАСФ". Так, в 1967-68 роках фірма "БАСФ" представила на ярмарці в Ганновері зірочки ланцюгових передач, виготовлені з нейлону і ультраміду, які конструктивно не відрізнялися від металевих [97, 98].

Перше місце у виробництві полімерних матеріалів займають термопласти: ПА-6, ПА-6.6 і ПА-6.10, оскільки заздалегідь неможливо заложити в хімічну структуру матеріалу всі бажані фізико-механічні характеристики, які необхідні для найрізноманітніших випадків їх застосування. Ефективним стало створення

полімерних композиційних матеріалів, які містять в своїй структурі зміцнюючі і функціональні наповнювачі [24, 25, 91]. Так, найбільш широке застосування знайшли і полімерні композити, які містять біля 30% скловолокна [24, 20]. Для покращення антифрикційних характеристик композицій на основі поліамідів, підвищення їх міцності при стисканні, хімічної стійкості, зниження зносостійкості, усадки і водопоглинання в склонаповнені марки поліамідів додають дисульфід молібдену (MoS_2), який зберігає свої самозмащувальні властивості в інтервалі температур від -70°C до $+230^\circ\text{C}$. Додавання ж графіту в склонаповнені марки поліамідів дозволяє знизити коефіцієнт тертя, покращити теплопровідність та знизити їх усадку [36].

В роботах [38, 40, 45 – 47, 51, 55, 56, 61, 73, 75, 78, 79, 105] висвітлені питання: практичного виготовлення ланцюгів з полімерних композитів, дослідження ланцюгового зачеплення, застосування відходів виробництва для покращення механічних характеристик полімерних композитів, розвитку теорії не тільки ланцюгових передач, але і приводів у напрямку оптимізації їх структурних, параметричних і експлуатаційних характеристик.

У сфері якісного виготовлення полімерних деталей ланцюгових передач слід виділити фірми "Challenge", "Rexnord", "KettenWulf" та "Tsubaki". Розроблена фірмою "Rexnord" технологія виробництва дає можливість оптимально комбінувати такі фактори, як втомна міцність і зносостійкість ланцюга (рис. 1.10).

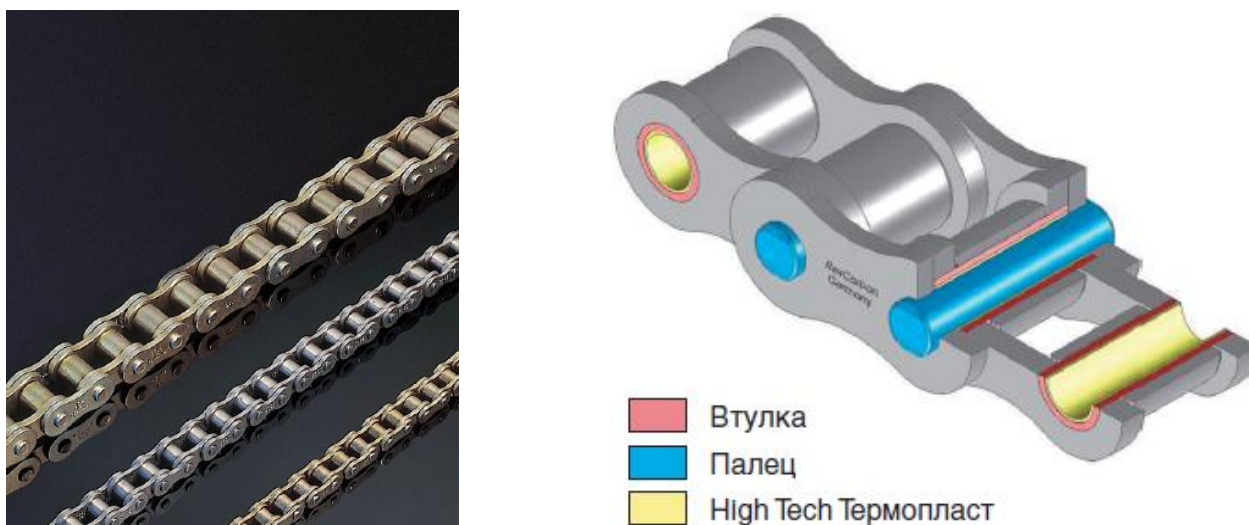


Рисунок 1.10 – "RexCarbon" – Роликові ланцюги, які не потребують обслуговування (DIN 8187).

У відомих конструкціях полімерних ланцюгів [1, 2, 32] не було прийнято до уваги те, що виготовлення їх деталей за конструкцією, аналогічною металевому прототипу, в більшості випадків неможливе по причині відмінності як технологічних, так і фізико-механічних властивостей їх матеріалів.

Для створення конструкцій деталей ланцюгових передач з необхідними технологічними і експлуатаційними характеристиками був застосований метод структурно-функціонального конструювання [81], за яким при створенні нових конструкцій елементів ланцюгових передач використовувалась можливість виконання деталей інтегрованими, тобто, одна монолітна деталь, що виробляється за одну основну технологічну операцію, може включати в себе максимальне число структурно-функціональних елементів. Даний метод був покладений в основу винаходу [59], який вирішує задачу по створенню такої монолітної ланки ланцюга, конструкція якої забезпечує цілісність робочих контактних поверхонь в процесі складання ланцюга, і за рахунок цього підвищується його надійність. Важливо зазначити, що з таких ланок можна скласти не тільки одно-, але і дво-, три- та багаторядні ланцюги. Дослідні зразки таких ланцюгів, були виготовлені в лабораторії полімерних деталей машин ЧНТУ (рис. 1.11).

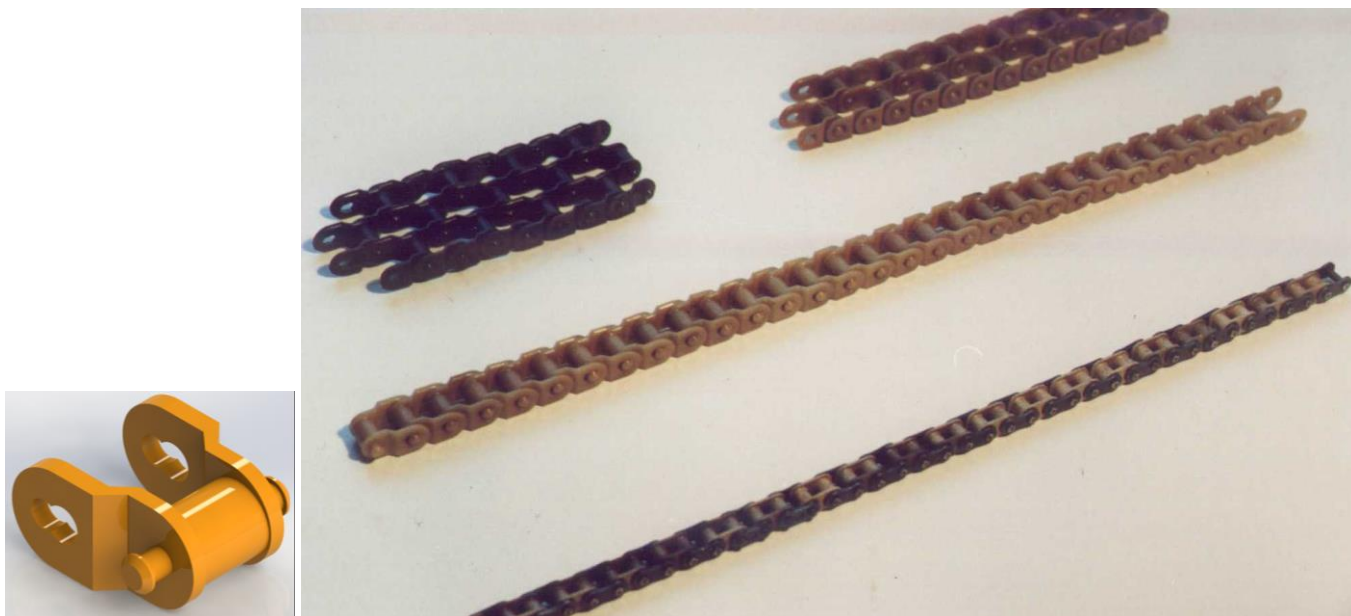


Рисунок 1.11 – Одно-, дво- і трирядні ланцюги з полімерних композитів

На рисунку 1.12 зображений ланцюг [57], що складається з монолітних внутрішніх ланок 1, зовнішніх ланок 2 і стяжних валиків 3. Пластини ланок

виконані прямими для придання можливості збільшення їх товщини без втрати спроможності до їх складання в ланцюг. При цьому під час складання вже не застосовується принцип пружного деформування ланок. Це досягається введенням в ланцюг збірної зовнішньої ланки 2, яка фіксується в ланцюзі за допомогою стяжного валика 3, одночасно з'єднуючись з внутрішньою монолітною ланкою 1.

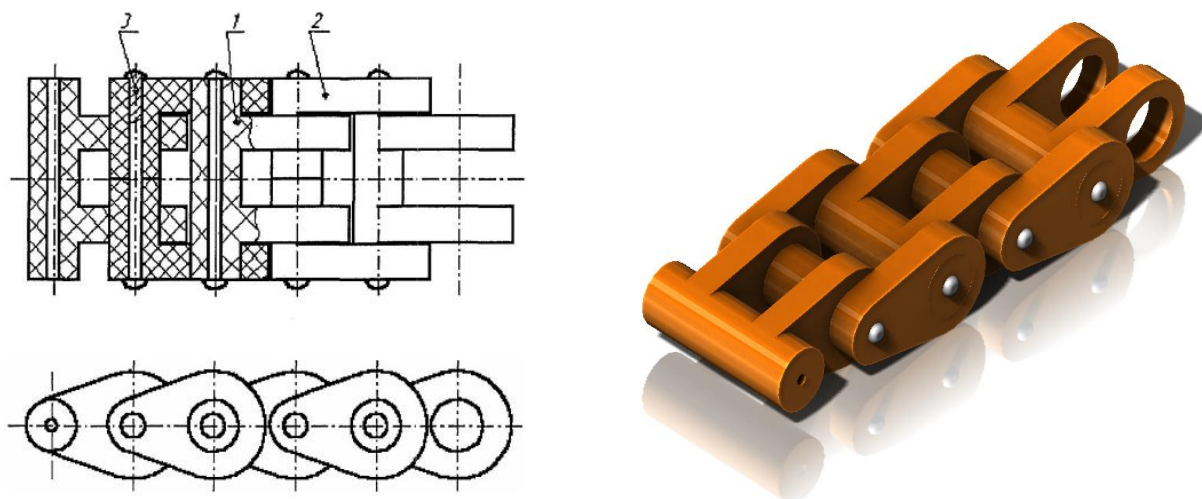


Рисунок 1.12 – Приводний ланцюг ПЛ-42 загального призначення

Трирядний ланцюг [54], який зібраний з монолітних ланок і комбінованих пластин, зображений на рисунку 1.13. В загальному випадку кількість рядів багаторядного ланцюга теоретично не обмежена.

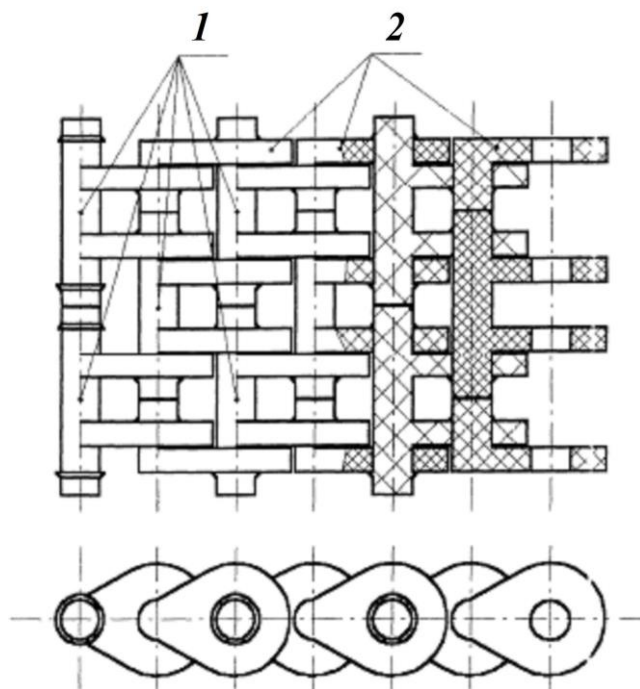


Рисунок 1.13 – Конструкція трирядного ланцюга

В винаході [58] авторами була вирішена задача по створенню ланцюгової передачі, яка забезпечує передачу крутного моменту між непаралельними валами.

Просторовий ланцюг, який зображений на рисунку 1.14, складається з ланок 1, робоча поверхня яких виконана у вигляді сфери, з'єднаних між собою хрестовинами 2.

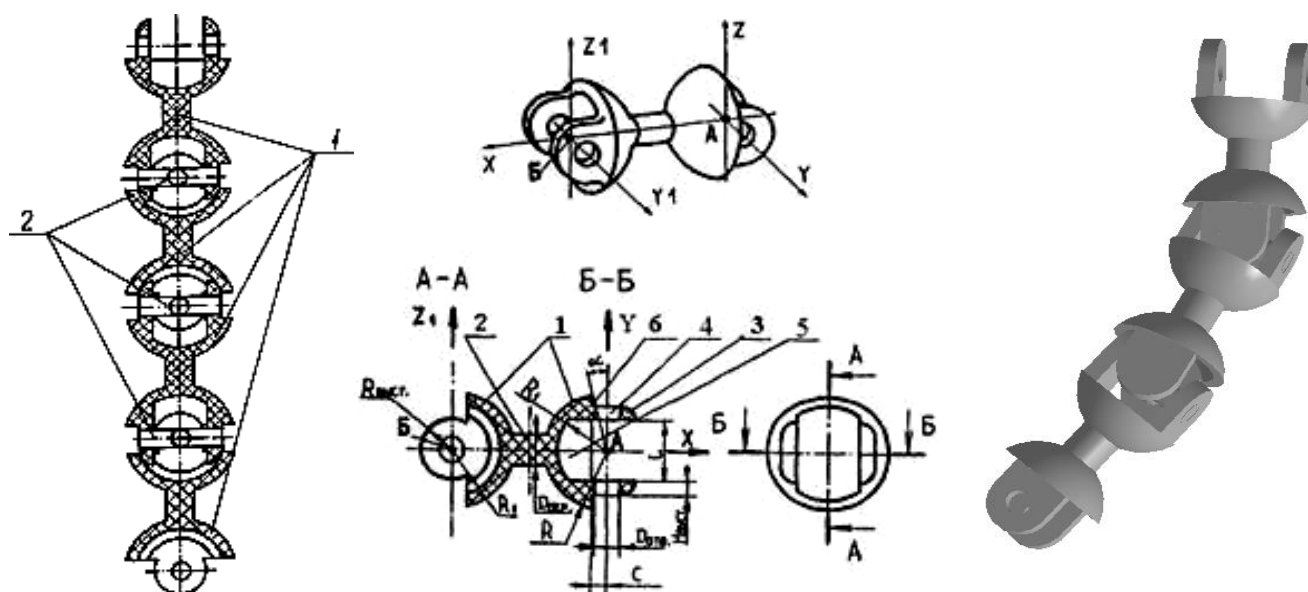


Рисунок 1.14 – Ланцюг для непаралельних валів та конструкція просторової ланки

Зірочка для просторової ланцюгової передачі [58] являє собою диск (рис. 1.15), на циліндричній поверхні 1 якого виконані впадини 2, що складаються з частини увігнутої сферичної поверхні 3 і опуклої частини тору 4. В середині циліндричної поверхні виконаний паз 5, профіль якого утворений дугами кіл. На рисунку 1.15 показані твірні сфери 6 – коло радіуса R_u та твірні тору 7 – коло радіуса R_1 . Центри кіл твірних лежать на ділільному колі 8 радіуса зірочки.

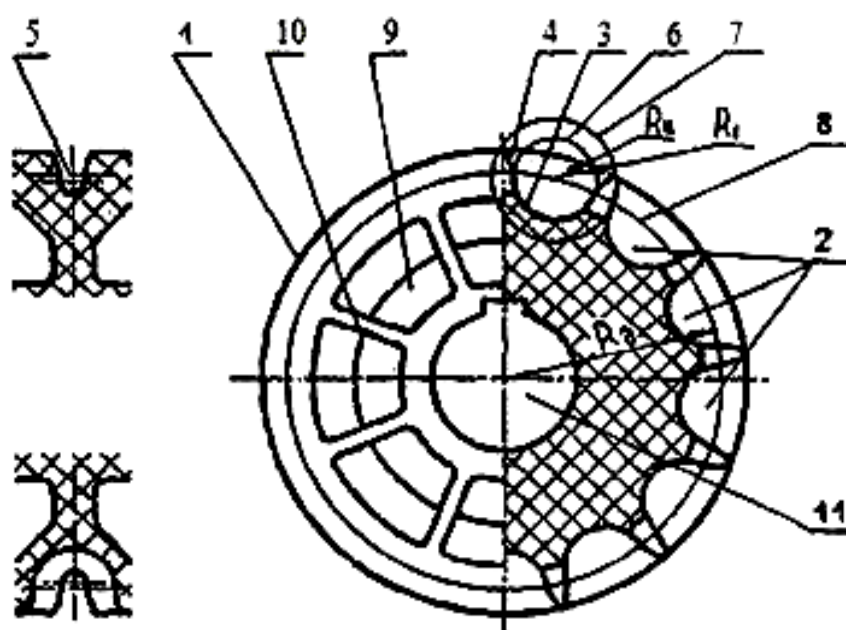


Рисунок 1.15 – Зірочка для просторової ланцюгової передачі

Для зменшення матеріаломісткості зірочки на її торцевій поверхні виконана виточка 9, а жорсткість зірочки забезпечується ребрами жорсткості 10. Зірочка встановлюється на вал отвором 11.

Просторова ланцюгова передача (рис. 1.16) працює наступним чином. Під час обертання зірочки 1 рух передається ланцюгу 2. З'єднання хрестовиною дозволяє ланцюгу вигинатись у будь-якому напрямку. Зачеплення між ланцюгом і зірочкою відбувається по сферичних поверхнях 3 і 4.

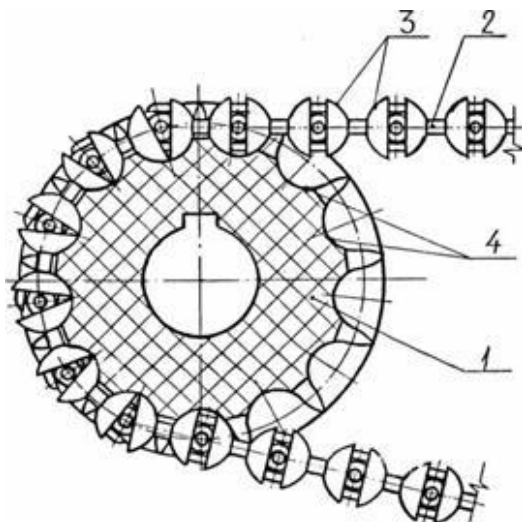


Рисунок 1.16 – Просторова ланцюгова передача з полімерних композитів

За допомогою сферичних поверхонь 1 (рис. 1.14) передається зусилля, що направлене по поздовжній осі ланцюга. Перемичка 2 перешкоджає поперечному проковзуванню ланок ланцюга по зірочці.

Деякі типорозміри полімерних деталей машин, які ілюструють результати дослідження їх напружено-деформованого стану [100], зображені на рисунку 1.17.



Рисунок 1.17 – Полімерні зірочки

На рисунку 1.18 показаний приклад однієї з інтегрованих деталей, що включає в себе, крім власне зірочки, барабан і кришку кріплення деталі, а на рисунку 1.19 зображено металополімерний ланцюг, внутрішні ланки якого виконані з полімерного композиту у вигляді однієї інтегрованої монолітної деталі, що складається з двох циліндричних елементів з отворами, з'єднаних пластинчастими елементами, і зовнішніх ланок, якими можуть бути стандартні металеві з'єднувальні ланки, тобто такий ланцюг є повністю розбірним.



Рисунок 1.18 – Зірочка, інтегрована з барабаном і кришкою кріплення



Рисунок 1.19 – Металополімерний ланцюг ПЛ-39 з інтегрованою внутрішньою ланкою з полімерного композиту

Дослідні зразки полімерних деталей машин і ливарна форма для лиття під тиском однієї з типорозмірів полімерних зірочок, які були виготовлені в лабораторії полімерних деталей машин ЧНТУ, зображені на рисунку 1.20.



Рисунок 1.20 – Полімерні деталі машин

Вище розглянуті дослідні зразки полімерних деталей ланцюгової передачі в подальшому застосовуються під час комп'ютерного та експериментального дослідження та порівняння динамічних характеристик ланцюгових передач.

1.3 Дослідження впливу параметрів двигуна на характеристику роботи ланцюгового привода

До основних типів двигунів, які використовуються у технологічних і транспортних машинах, відносяться електричні двигуни постійного і змінного струму, гідравлічні та теплові двигуни [30]. Достовірність результатів динамічного дослідження механічного приводу машинного агрегату в значній мірі залежить від динамічних властивостей приводного двигуна [7 – 10, 14, 27].

Коротко розглянемо, як впливають додаткові (прискорювальні) сили $F(\tau)$ або моменти, які наводяться в рушійних елементах різних типів двигунів під час їх пуску, на загальну динаміку ланцюгового привода [30].

Пусковий момент електродвигуна при застосуванні трьох пускових реостатних ступенів має вигляд:

$$F(\tau) = F_{\delta} \cdot \left(1 - \frac{\tau}{\tau_p}\right),$$

де F_{δ} – максимальне початкове значення силового фактора; $\tau_p = \frac{J \cdot \omega}{F_{\delta}} \cdot \ln\left(\frac{F_{\delta}}{F_c}\right)$ – час розгону привода; J – момент інерції деталей привода, який приведений до валу

двигуна; ω – кінцева частота усталеного обертання двигуна; F_c – величина сил опору на виконавчому механізмі привода.

Пусковий момент, як електродвигуна при застосуванні від трьох до п'яти пускових реостатних ступенів, так і двигуна внутрішнього згорання з гідروмуфтою має вигляд:

$$F(\tau) = F_o \cdot \left(1 - \left(\frac{\tau}{\tau_p} \right)^2 \right)$$

Пусковий момент електродвигуна постійного струму при застосуванні більше п'яти пускових реостатних ступенів розгону (агрегат Леонарда, іонний електропривод) має вигляд:

$$F(\tau) = F_o \cdot \left(1 - \left(\frac{\tau}{\tau_p} \right)^4 \right)$$

Існує більш сучасніший погляд впливу параметрів електродвигуна на характеристику роботи ланцюгового привода [15 – 17].

Електричні двигуни відносяться до категорії електромеханічних систем (ЕМС), динамічні процеси в яких характеризують проявом двох взаємопов'язаних форм руху – електромагнітної та механічної. Основним структурним елементом автоматизації сучасних технологічних машин є регульований електропривод, в якому інтегровані всі технічні досягнення в галузі електромашинобудування, силової перетворювальної електроніки, засобів систем управління та обчислювальної техніки. В електроприводах нового покоління проявляється специфічна особливість динамічних систем – тісний взаємозв'язок між електричними і механічними процесами, практично реалізувати який виявилось проблематично в силу нелінійних впливів на динаміку привода пружних механічних ланок. Пріоритетним напрямком активного зниження пружних механічних коливань ланок є синтез ЕМС з реалізацією демпфіруючої дії електропривода [21].

На рисунку 1.21 представлені електромеханічні схеми двохмасової системи з електромеханічним перетворювачем, який розвиває момент, що залежить від його швидкості [16].

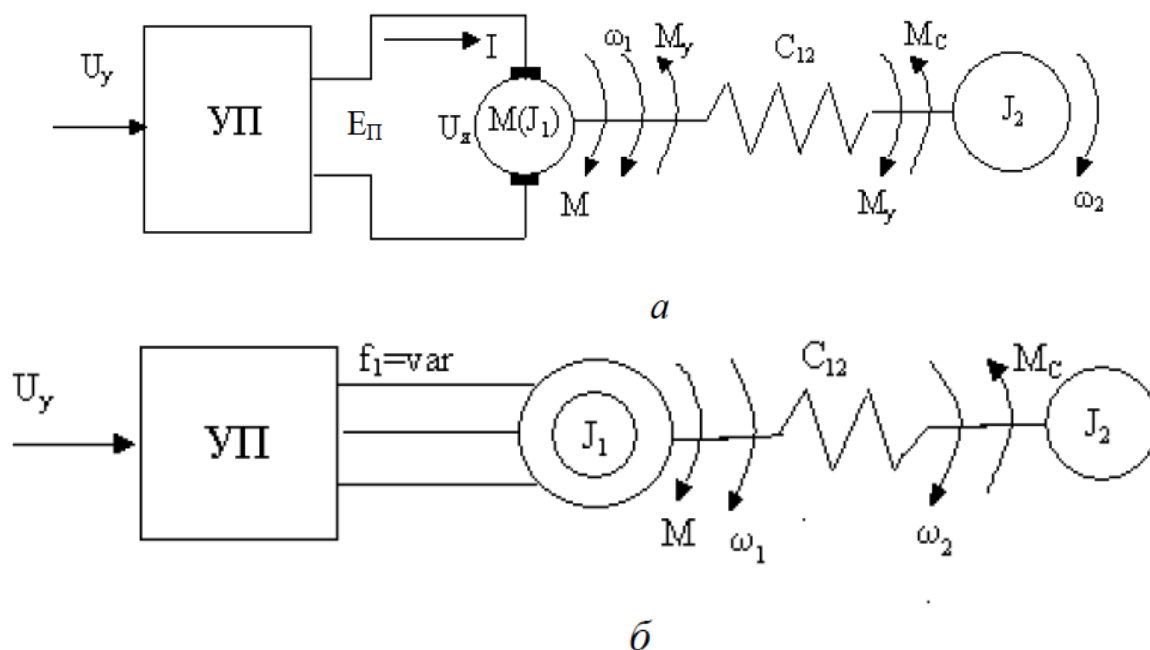


Рисунок 1.21 – Електромеханічна розрахункова схема привода: *а* – система з двигуном постійного струму при регулюванні напруги якоря; *б* – асинхронний двигун з регулюванням частоти змінного струму.

Електропривод являє собою складну електромеханічну систему, в якій механічна підсистема описується рівняннями:

$$\left. \begin{aligned} M_y - M_c &= J_2 \frac{d\omega_2}{dt} \\ M_y &= C_{12} \int (\omega_1 - \omega_2) dt \\ M_1 - M_y &= J_1 \frac{d\omega_1}{dt} \end{aligned} \right\}, \quad (1.6)$$

де $M_y = C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)$ – момент сил пружності в пружній ланці; C_{12} – наведений коефіцієнт жорсткості; φ_1, φ_2 – узагальнені кутові координати першої та другої мас; M_c – момент опору; J_2 – момент інерції другої маси; ω_2 – кутова швидкість обертання другої маси; t – час; ω_1 – кутова швидкість обертання якоря двигуна; M_1 – момент електродвигуна; J_1 – момент інерції ротора електродвигуна.

Електромагнітні процеси в якорі двигуна постійного струму описуються рівнянням:

$$U_a = E_o + I \cdot R_{яц} + L_{яц} \frac{dI}{dt}, \quad (1.7)$$

де U_a – напруга в якорі; E_o – електрорушійна сила ротора; I – сила струму; $R_{яц}$ – активний опір ротора; $L_{яц}$ – індуктивність ротора.

Механічні та електромагнітні змінні системи пов'язані наступними рівняннями:

$$\left. \begin{aligned} E_d &= (\kappa\Phi)\omega_1 \\ M &= M_1 = (\kappa\Phi)I \end{aligned} \right\}, \quad (1.8)$$

де $\kappa\Phi$ – коефіцієнт пропорційності ЕМС кутової швидкості ω_1 .

Оскільки в рівняннях (1.6) вплив на ланцюгову передачу обумовлений моментом двигуна M_1 , то можна визначити залежність моменту двигуна від його швидкості. При спільному розгляді залежностей 1.8 і 1.7 та нескладних перетвореннях отримаємо:

$$M = M_{\kappa} - b\omega_1 - T_s \frac{dM}{dt}, \quad (1.9)$$

де $M_{\kappa} = U_{\kappa} \cdot \kappa\Phi / R_{\kappa}$ – момент короткого замикання; $b = (\kappa\Phi)^2 / R_{\kappa}$ – коефіцієнт, що визначає нахил характеристики $\omega_1 = f(M)$; $T_s = L_{\kappa} / R_{\kappa}$ – електромагнітна постійна часу ротора.

Як впливає з аналізу рівняння (1.9), момент електродвигуна постійного струму в усталених режимах є лінійною функцією швидкості, а в перехідних – залежить і від своєї похідної. Стосовно асинхронного електродвигуна слід зауважити, що при його роботі на лінійній ділянці механічної характеристики (рис. 1.22), рівняння, яке відображає зв'язок моменту і швидкості, має вигляд:

$$M = \frac{2M_{\kappa}}{S_{\kappa}} - \frac{2M_{\kappa}}{\omega_0 S_{\kappa}} \omega_1 - \frac{1}{\omega_0 S_{\kappa}} \frac{dM}{dt}, \quad (1.10)$$

де S_{κ} – критичне ковзання; M_{κ} – критичний момент двигуна; $\omega_0 = U_{\kappa} / \kappa\Phi$ – кутова швидкість ідеального холостого ходу.

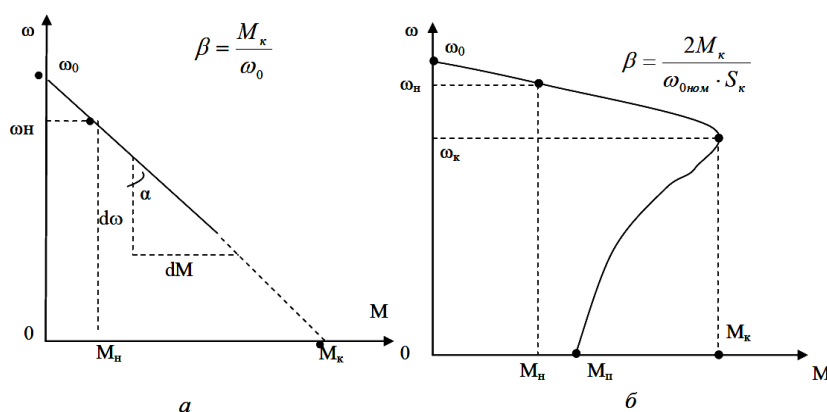


Рисунок 1.22 – Механічні характеристики: *а* – двигуна постійного струму з незалежним збуренням; *б* – асинхронного двигуна

Порівняння рівнянь (1.9) і (1.10) показує, що розглянута розрахункова електромеханічна схема формально описує процеси взаємодії механізму і двигуна як постійного струму, так і асинхронного двигуна змінного струму.

Розглянемо структурну схему двохмасової ЕМС (рис. 1.21 а) з пружною ланкою, яка представлена на рисунку 1.23 та відображає основні закономірності електромеханічної взаємодії передачі з електродвигуном [15].

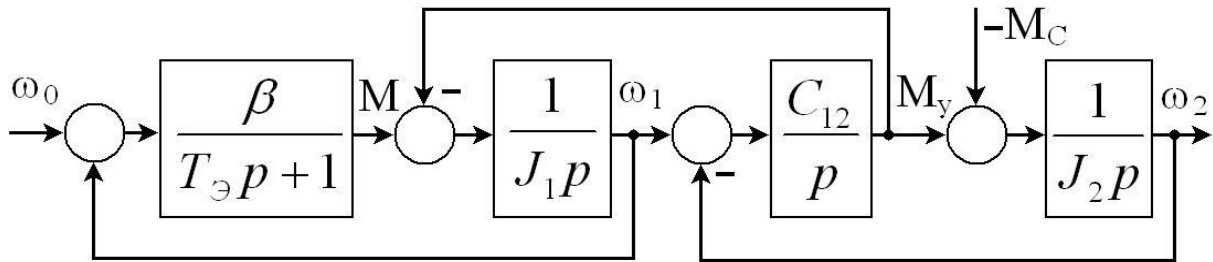


Рисунок 1.23 – Структурна схема двохмасової ЕМС з пружною ланкою.

Динамічні властивості електроприводу, в тому числі і демпфіруючий ефект, аналізується на підставі перетворення вихідної структурної схеми з отриманням характеристичного рівняння повної ЕМС такого вигляду:

$$Q(p) = \frac{\gamma \cdot T_m \cdot T_\gamma}{\Omega_{12}^2} \cdot p^4 + \frac{\gamma \cdot T_m}{\Omega_{12}^2} \cdot p^3 + \gamma \left(T_m \cdot T_\gamma + \frac{1}{\Omega_{12}^2} \right) \cdot p^2 + \gamma \cdot T_m \cdot p + 1, \quad (1.11)$$

де $\gamma = (J_1 + J_2)/J_1$ – коефіцієнт співвідношення (розподілу) інерційних мас двигуна і механізму; $T_m = J_1/\beta$ – електромеханічна постійна часу; $\beta = \kappa^2 \Phi^2 / J_\eta$ – жорсткість механічної характеристики електродвигуна постійного струму з незалежним збуренням для лінійної механічної характеристики; $\beta = 2M_\kappa / (\omega_{0\text{ном}} \cdot S_\kappa)$ – жорсткість механічної характеристики асинхронного електродвигуна для лінійної механічної характеристики; $T_\gamma = T_\eta = L_{\eta\eta} / R_{\eta\eta}$ – для електродвигуна постійного струму з незалежним збуренням; $T_\gamma = 1 / (\omega_{0\text{элном}} \cdot S_\kappa)$ – для асинхронного електродвигуна; $\Omega_{12} = \sqrt{C_{12}(J_1 + J_2) / J_1 J_2}$ – частота вільних механічних коливань двохмасової системи; $\omega_0 = U / \kappa \Phi$ – кутова швидкість ідеального холостого ходу електродвигуна постійного струму з незалежним збуренням; $\omega_0 = 2\pi f_1 / p_n$ – кутова швидкість ідеального холостого ходу асинхронного електродвигуна; p – оператор Лапласа.

Визначати оптимальні умови демпфірування шляхом аналізу розташування коренів характеристичного рівняння (1.11) на комплексній площині, варіюючи його

коефіцієнти, дуже складно та взагалі нераціонально. Доречно скористатися системою узагальнених параметрів, прийнятих в практиці при дослідженні ЕМС на основі рекомендацій [17].

Ступінь електромеханічної взаємодії електричної і механічної підсистем залежить по суті від коефіцієнтів електромеханічної взаємодії (формула 1.12) та демпфірування (формула 1.13) [16]:

$$K_B = \frac{\Omega_{12}^2}{\Omega_{\vartheta}^2} = T_M \cdot T_{\vartheta} \cdot \Omega_{12}^2, \quad (1.12)$$

де K_B – коефіцієнт електромеханічної взаємодії; $\Omega_{\vartheta} = \sqrt{1/(T_{\vartheta} \cdot T_M)}$ – парціальна частота коливань електричної підсистеми.

$$\xi_{\vartheta} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{T_M}{T_{\vartheta}}}, \quad (1.13)$$

де ξ_{ϑ} – коефіцієнт демпфірування.

Виходячи з формул 1.12 та 1.13, можна визначити співвідношення взаємозв'язку параметрів електричної і механічної підсистем [15]:

$$T_M = \frac{2\xi_{\vartheta} \cdot \sqrt{K_B}}{\Omega_{12}} \quad (1.14)$$

$$T_{\vartheta} = \frac{\sqrt{K_B}}{2\xi_{\vartheta} \cdot \Omega_{12}} \quad (1.15)$$

Підставивши отримані співвідношення (1.14, 1.15) в характеристичне рівняння (1.11), отримаємо його у формі узагальнених параметрів [16]:

$$Q(p) = \gamma K_B T_{\vartheta}^4 p^4 + 2\gamma \sqrt{K_B} \xi_{\vartheta} T_{\vartheta}^3 p^3 + \gamma(1 + K_B) T_{\vartheta}^2 p^2 + 2\gamma \sqrt{K_B} \xi_{\vartheta} T_{\vartheta} p + 1, \quad (1.16)$$

де $T_{\vartheta} = 1/\Omega_{12}$ – постійна часу пружних механічних коливань.

Корені рівняння (1.16) для коливальних перехідних процесів в ЕМС матимуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned} p_{1,2} &= -\delta_1 \pm j\Omega_1 \\ p_{3,4} &= -\delta_2 \pm j\Omega_2 \end{aligned} \right\}, \quad (1.17)$$

де δ_1, δ_2 – дійсна частина коренів у випадку $\delta_1 > 0, \delta_2 > 0$, яка визначає ступінь загасання коливальних процесів в ЕМС; Ω_1, Ω_2 – уявна частина коренів, яка

характеризує власну найнижчу (Ω_1) та найвищу (Ω_2) частоти коливань повної ЕМС з двома степенями вільності.

Ступінь загасання $\delta_{1,2}$ і частоти вільних коливань $\Omega_{1,2}$ повної ЕМС можуть бути виражені через динамічні параметри окремих парціальних підсистем:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{1,2} &= \frac{1}{4T_{\vartheta}} \left(1 \pm \frac{1}{\sqrt{1 + \sigma^2}} \right) \\ \Omega_1^2 &= \frac{1}{2} \left[(\Omega_{\text{м}}^2 + \Omega_{\vartheta}^2) - (\Omega_{\text{м}}^2 - \Omega_{\vartheta}^2) \sqrt{1 + \sigma^2} \right] \\ \Omega_2^2 &= \frac{1}{2} \left[(\Omega_{\text{м}}^2 + \Omega_{\vartheta}^2) + (\Omega_{\text{м}}^2 - \Omega_{\vartheta}^2) \sqrt{1 + \sigma^2} \right] \end{aligned} \right\}, \quad (1.18)$$

де $\Omega_{\text{м}} = \sqrt{\Omega_{12}^2 / \gamma}$ – парціальна частота механічної підсистеми; σ – коефіцієнт пов'язаності електричної і механічної підсистем [31].

Проаналізувавши рівняння (1.16), можна зробити висновок, що динамічні властивості ЕМС визначаються наступними узагальненими параметрами: коефіцієнтом електромеханічної взаємодії K_B , коефіцієнтом демпфірування ξ_{ϑ} та коефіцієнтом розподілу інерційних мас γ .

1.4 Автоматизація розрахунків ланцюгових передач і приводів

В роботах [80, 90] описуються програми автоматизованого розрахунку ланцюгових передач, але їх теоретичні основи мають застарілі уявлення про міцність, що не залежить від реальних динамічних процесів, які відбуваються під час роботи ланцюгової передачі [111]. В розрахункову конструкцію закладаються завищені запаси міцності, збільшуючи тим самим матеріаломісткість, енергоспоживання і вартість деталей передачі. З цієї причини вказані розрахунки, хоча і автоматизовані, але не дають якісного покращення конструктивних і експлуатаційних характеристик ланцюгових передач під час їх проектування і експлуатації. Інший підхід полягає в створенні моделі динамічної системи ланцюгової передачі, описі цієї системи рівняннями руху, їх рішенням та аналізом. Математичні моделі проектуємих ланцюгових передач складаються з двох частин: структурно-параметричного опису шляхом набору проектних параметрів [77] і моделі їх функціонування [49].

Ці моделі повинні бути зручними як для структурної (дискретної), так і для параметричної (безперервної) оптимізації.

Потужним підходом до зменшення динамічних навантажень є застосування полімерних композитів для виготовлення деталей ланцюгових передач і новітні технології їх виготовлення [49, 50, 53, 99, 100].

В основу розробки автоматизації оптимального синтезу роликів ланцюгових передач на ПК покладені результати і залежності, найбільш повно представлені в [99], побудовані за блоковим принципом модульного проектування у вигляді пакетів прикладних програм геометричного, силового і динамічного розрахунків, що склали комплексну методику автоматизованого оптимального проектування ланцюгових передач *КМАОРСТ* з практично будь-якою кількістю мас (від 2 до 24). Але дана комплексна методика не відображає повної динамічної картини навантаження в ланцюговому контурі на всіх перехідних та усталених режимах роботи ланцюгової передачі, не враховується тертя в шарнірах ланок, сили контакту контактної пари ролик-зірочка передачі, не визначається необхідна потужності двигуна, загальна кінетична енергія, яка витрачається під час передачі крутного моменту від двигуна до виконавчого механізму, динаміка напружено-деформованого стану деталей передачі.

Слід виділити програмні продукти [11, 28, 96], які мають автоматизовані проектно-розрахункові модулі, за допомогою яких є можливість проектувати та розраховувати ланцюгові передачі та їх деталі. Але вони мають ряд недоліків: відсутній нелінійний динамічний аналіз руху деталей передачі, передбачений проектний розрахунок лише двохмасової ланцюгової передачі, розглядається напружено-деформований стан деталей лише в статиці, відсутній графічний вивід основних динамічних параметрів передачі з плином часу її роботи. Відомі також програмні комплекси "*Catia*" [12], "*SolidWorks*" [5], "*ProEngineer*" [18] та "*Autodesk Inventor*" [26], які можуть забезпечити динамічний аналіз ланцюгового привода з врахуванням нелінійностей в системі для будь-якої кількості мас, але літературних джерел в цьому напрямку дослідження не знайдено.

1.5 Обґрунтування мети та задач дослідження

Відомо, що багатомасова ланцюгова передача являє собою складну коливальну систему з гнучкими зв'язками, що містить велику кількість взаємодіючих між собою елементів, та має багато можливих реалізацій в процесі свого функціонування. Основними недоліками ланцюгової передачі є нерівномірність руху ланцюгового контуру і пов'язані з цим динамічні явища, які спричинені як зовнішніми, так і внутрішніми збурюючими факторами. Проблема дослідження динаміки багатомасової ланцюгової передачі має в сучасному машинобудуванні важливе значення, тому що від динамічних явищ залежить не тільки загальний рівень вібрації і точність роботи машини, але також її ресурс та продуктивність.

З огляду і короткого аналізу літературних джерел по дослідженню динаміки ланцюгового привода впливає цілий ряд невирішених проблем: немає узагальненої, комплексної математичної моделі по дослідженню нелінійних динамічних явищ, які відбуваються на всіх перехідних та усталених режимах роботи багатомасового ланцюгового привода, що дозволило б отримати наближену до реальної, картину динамічного навантаження у вітках ланцюгового контуру, не враховується тертя в шарнірах контуру ланцюгової передачі в існуючих математичних моделях та взаємодія контактної пари ролик-зірочка передачі. Не вирішені вище наведені проблеми не дають в повному обсязі забезпечити властивості ланцюгової передачі зберігати свою працездатність протягом заданого періоду часу за певних умов експлуатації, знизити матеріаломісткість та енергомісткість багатомасової ланцюгової передачі, але вирішити їх можливо шляхом комплексного дослідження її кінематики та динаміки, застосовуючи узагальнену, комплексну, багатофакторну математичну модель. Звичайно, це дуже трудомісткий процес досліджень та розрахунків, але його можна спростити, використавши сучасні потужні програмні комплекси, які з великою точністю прогнозують динамічні процеси, що відбуваються під час роботи передачі та привода в цілому.

Метою дослідження є розробка нового підходу до розрахунку та конструювання багатомасових ланцюгових передач, який дозволить ще на стадії проектування комплексно аналізувати кінематику, динаміку, напружено-

деформований стан елементів передачі в русі та діагностувати його, а також надасть можливість підбирати оптимальні параметри передачі, які забезпечать високу динамічну якість. Для досягнення мети необхідно вирішити наступні наукові задачі.

1. Проаналізувати існуючі дослідження динаміки, кінематики, енергоспоживання та проектування багатомасових ланцюгових передач з метою їх удосконалення шляхом підбору оптимальних параметрів, при яких буде забезпечена їх динамічна якість та знижене енергоспоживання.

2. Розробити алгоритм та програмне забезпечення для автоматизованого розрахунку та підбору оптимальних параметрів багатомасових ланцюгових передач.

3. Розробити інженерну методику для проектування та можливості комплексного дослідження об'ємних моделей багатомасових ланцюгових передач.

4. Апробувати розроблену інженерну методику шляхом комплексного дослідження кінематики, динаміки та напружено-деформованого стану елементів 2-х, 3-х та 6-ти масових ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні їх деталей.

5. Експериментально та теоретично дослідити динаміку 4-х масової ланцюгової передачі як приклад типового ланцюгового привода.

6. На основі порівняння експериментальних та теоретичних досліджень проаналізувати ефективність використання розробленої інженерної методики проектування багатомасових ланцюгових передач та привода в цілому.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ТА ДИНАМІКИ БАГАТОМАСОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО ПРИВОДА В МЕТАЛЕВОМУ І ПОЛІМЕРНОМУ ВИКОНАННІ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧІ

2.1 Алгоритм розрахунку та підбору оптимальних параметрів багатомасової ланцюгової передачі

Незважаючи на накопичений досвід у теорії та практиці [13, 35-37, 68, 74, 100] існуючі методи проектування не забезпечують властивість багатомасової ланцюгової передачі зберігати свою працездатність протягом заданого періоду часу за певних умов експлуатації та зниження енергоспоживання, оскільки вони не враховують втрати на тертя в ланцюговому контурі, багатомасовість передачі та динамічні процеси, які відбуваються в такій системі. Отже, виникає задача по розробці нового, ефективного підходу до розрахунку та конструювання багатомасових ланцюгових передач, який буде враховувати тертя в шарнірах ланцюгового контуру, підбирати параметри передачі, при яких буде забезпечена висока динамічна якість, збереження працездатності за певних умов експлуатації та знижене енергоспоживання.

Виходячи з роботи [66] коротко охарактеризуємо рівняння по визначенню втрат на тертя за один повний оберт шарніра контуру ланцюгової передачі:

$$1. \text{ Для одного валика: } \Pi_1 = \frac{\pi d \cdot f}{z_1} \cdot P \cdot \frac{n_1 z_1}{W} = \frac{\pi d \cdot f n_1}{W} \cdot P;$$

2. Протягом повороту однієї внутрішньої ланки на веденій зірочці:

$$\Pi_2 = \frac{\pi d \cdot f}{z_2} \cdot P_{m2} \left(\frac{n_2 z_2}{W} \right) = \frac{\pi d \cdot f n_2}{W} \cdot P_{m2} = \frac{\pi d \cdot f n_2}{W} \cdot P \left[\frac{\cos(\gamma_{w2}) - \cos\left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2}\right)}{\frac{2\pi}{z_2} \sin\left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2}\right)} \right];$$

3. Для ланки, що входить в зачеплення:

$$\Pi_3 = \frac{\pi d \cdot f}{z_1} \cdot P_{m1} \cdot \frac{n_1 z_1}{W} = \frac{\pi d \cdot f n_1}{W} \cdot P \cdot \left[\frac{\cos(\gamma_{w1}) - \cos\left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1}\right)}{\frac{2\pi}{z_1} \sin\left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1}\right)} \right];$$

4. Для ланки, що покидає ведену зірочку: $\Pi_4 = \frac{\pi d \cdot f}{z_2} \cdot P \cdot \frac{n_2 z_2}{W} = \frac{\pi d \cdot f n_2}{W} \cdot P$;

5. Протягом повороту внутрішньої ланки на веденій зірочці має місце відносний рух між роликом і втулкою: $\Pi_5 = \frac{\pi d_1 \cdot f_1 n_2}{W} \cdot P_{N2}$;

6. Протягом повороту внутрішньої ланки на ведучій зірочці має місце відносний рух між роликом і втулкою: $\Pi_6 = \frac{\pi d_1 \cdot f_1 n_1}{W} \cdot P_{N1}$.

Отже втрати потужності на тертя в усіх шарнірах за повний оберт ланцюгового контуру двохмасової ланцюгової передачі буде:

$$\sum_{i=1}^6 \Pi_i = \frac{\pi d f n_1}{W} P \left\{ 1 + \frac{1}{u} \left[\frac{\cos \gamma_{w2} - \cos \left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2} \right)}{\frac{2\pi}{z_2} \sin \left(\gamma_{w2} + \frac{2\pi}{z_2} \right)} \right] + \left[\frac{\cos \gamma_{w1} - \cos \left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1} \right)}{\frac{2\pi}{z_1} \sin \left(\gamma_{w1} + \frac{2\pi}{z_1} \right)} \right] + \frac{1}{u} \right\} + \frac{\pi d_1 f_1 n_1}{W} \left(P_{N1} + \frac{P_{N2}}{u} \right),$$

де n_1, n_2 – частоти обертання ведучої та веденої зірочок; d – діаметр валика зовнішньої ланки ланцюга; d_1 – зовнішній діаметр втулки внутрішньої ланки ланцюга; f – коефіцієнт тертя ковзання між валиком і втулкою; f_1 – коефіцієнт тертя ковзання між втулкою і роликом; W – кількість ланок у ланцюговому контурі; z_1, z_2 – число зубців ведучої та веденої зірочок; P – сила між валиком і втулкою ланцюга; P_{N1}, P_{N2} – середні тиски зуба ведучої та веденої зірочок; u – передаточне число; γ_{w1}, γ_{w2} – кути зачеплення (тиску) на ведучій та веденій зірочках.

Відповідно втрати потужності на тертя для багатомасової ланцюгової передачі по суті будуть залежати від кількості пар зірочок та їх "призначення" (натяжна або ведена), а це, в свою чергу, призводить до створення відповідного алгоритму та переходу на автоматизовані розрахунки таких систем. Розглянемо алгоритм, який буде не лише враховувати кількість пар зірочок (парціальних систем), але і розраховувати та підбирати оптимальні параметри багатомасових передач:

1. Розраховуємо геометричні та силові параметри передачі.

2. Синтезуємо рівняння геометричних та силових параметрів таким чином, щоб існувала можливість для розрахунку передачі з будь-якою кількістю мас (зірочок), а також пошуку найкращого варіанта значення коефіцієнта корисної дії, враховуючи та не порушуючи попередньо встановлені обмеження.

3. По отриманих розрахункових даних будуємо ланцюговий контур передачі.

Перерахуємо геометричні та силові параметри ланцюгової передачі, які використовуються для синтезу та оптимального підбору значень: міжосьова відстань, передавальне число, кількість зубців зірочок, діаметр ділильних кіл зірочок, швидкість руху ланцюга, діаметр кола виступів, допустимий базовий тиск в шарнірах ланцюга, коефіцієнт експлуатації, коефіцієнт мащення ланцюга, допустимий тиск для ланцюга прийнятого типорозміру при заданому режимі роботи, обертальний момент на зірочках передачі, необхідна потужність двигуна, втрати потужності на тертя в шарнірах передачі, розрахунковий тиск в шарнірах ланцюга, напіввізниць та напівсуми діаметрів ділильних кіл, довжини спряжених віток ланцюга, кути синфазності, довжини дуг охопту зірочок ланцюгом, довжина замкнутого ланцюгового контуру, діаметри кіл впадин зірочок, радіус спряження ролика, половина кута зубця зірочок, кут спряження зірочок з вітками контуру, половина кута впадини зірочок, радіус головки зубців зірочок, пряма ділянка профілю зубців зірочок, відстань від центра дуги впадини до центра дуги виступу зубця зірочок, зміщення центрів дуги впадин зірочок, ширина зубчатого вінця зірочок, радіус заокруглень зубців в поперечному перерізі, відстань від вершини зубця до лінії центра дуг заокруглень в поперечному перерізі, клас точності виготовлення зірочок, термін служби ланцюга по втомній міцності пластин, допустимий коефіцієнт запасу міцності пластин ланцюга, розрахунковий коефіцієнт запасу міцності пластин, коефіцієнт корисної дії.

Коротко розглянемо рівняння по визначенню: коефіцієнта корисної дії, необхідної потужності двигуна, обертального моменту на зірочках передачі, терміну служби ланцюга та обмеження, які будуть встановлені під час оптимального підбору значень:

1. Коефіцієнт корисної дії η , %

$$\eta = \left[1 - \left(\left(\frac{\pi \cdot f_{\text{трения}} \cdot d_{\text{валика}} \cdot K_d}{t} \right) \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot q_{\text{цети}} \cdot V^2}{g \cdot Ft_{(1)}} \right) \cdot \left(\frac{u_{(1-2)} + 1}{u_{(1-2)} \cdot z_{(1)}} \right) \right) \dots 1 - \left(\left(\frac{\pi \cdot f_{\text{трения}} \cdot d_{\text{валика}} \cdot K_d}{t} \right) \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot q_{\text{цети}} \cdot V^2}{g \cdot Ft_{(i)}} \right) \cdot \left(\frac{u_{(i-1)} + 1}{u_{(i-1)} \cdot z_{(i)}} \right) \right) \right] \cdot 100\%$$

де $f_{\text{трения}}$ – коефіцієнт тертя в шарнірі ланцюга; $d_{\text{валика}}$ – діаметр валика ланцюга, мм; K_d – коефіцієнт, який враховує динамічність навантаження (лінійне навантаження,

навантаження з поштовхами, навантаження супроводжується періодичними сильними ударами); t – крок ланцюга, мм; $q_{цепи}$ – маса 1 метра ланцюга, кг; V – швидкість обертання ланцюгового контуру, м/с; g – прискорення земного тяжіння; $F_{t(1...i)}$ – колова сила, яка діє у ведучій вітці контуру між двома сусідніми зірочками, Н; $u_{(1-2...i-1-i)}$ – передавальне число між двома сусідніми зірочками; $z_{1...i}$ – кількість зубців відповідної зірочки.

2. Необхідна потужність двигуна $P_{дв}$, Вт [13]

$$P_{дв} = \left(\frac{T_2 \cdot \pi \cdot n_2}{30} \right) + \dots + \left(\frac{T_i \cdot \pi \cdot n_i}{30} \right) + P_{тертя},$$

де T_i – обертальні моменти на зірочках, Н·м; n_i – частоти обертання зірочок, $хв^{-1}$; $P_{тертя}$ – втрати потужності на тертя в усіх шарнірах за повний оберт ланцюгового контуру, Вт.

3. Визначення обертального моменту на ведучій зірочці (T_1) та моментів опору на ведених ($T_2...T_i$), Н·м [13]

$$T_1 = \frac{30 \cdot P_{дв}}{\pi \cdot n_1}, T_2 = \frac{F_{t(2)} \cdot D_{e(2)}}{2000} \dots T_i = \frac{F_{t(i)} \cdot D_{e(i)}}{2000},$$

де $D_{e(i)}$ – діаметр кола виступів зубців зірочки, мм;

4. Термін служби ланцюга C по втомній міцності пластин, годин [13]

$$C = 2700 \left(\frac{p_{D(max)} \cdot k_u \cdot k_m}{p_{(max)}} \right)^4 \cdot \sqrt[3]{L_t},$$

де $p_{D(max)}$ – допустимий базовий тиск в шарнірі ланцюга, максимальне значення, МПа; $p_{(max)}$ – розрахунковий тиск в шарнірі ланцюга, максимальне значення, МПа; k_u – поправочний коефіцієнт, визначається відповідно до вибору типу ланцюга; k_m – поправочний коефіцієнт, визначається із рядності ланцюга; L_t – довжина замкнутого ланцюгового контуру виражена в кроках ланцюгового контуру.

Обмеження:

1. Допустимий базовий тиск в шарнірі ланцюга p_D для базового терміну служби (10000 – 15000 годин), МПа [13]:

$$p_{D(i)} = \frac{670}{\sqrt[3]{n_{(i)} \cdot D_{e(i)}}} \leq 54 \text{ МПа}$$

2. Розрахунковий тиск в шарнірі ланцюга [13]:

$$p_{(i)} = \frac{2000 \cdot T_{(i)} \cdot K_э}{F_{оп} \cdot D_{e(i)}} \leq [p]_{(i)} = p_{D(i)} \cdot k_c \cdot k_u \cdot k_m,$$

де $K_э$ – коефіцієнт експлуатації передачі; $F_{оп}$ – проекція опорної поверхні шарніра ланцюга, $мм^2$ (по ГОСТу для обраного типу ланцюга); k_c – коефіцієнт мащення.

3. Мінімально допустимий коефіцієнт запасу міцності ланцюга [13]:

$$[k] = \frac{Q}{[p]_{(max)} \cdot F_{оп}} \leq k = \frac{Q}{F_{t(max)}},$$

де Q – зусилля розриву ланцюга, Н (по ГОСТу для обраного типу ланцюга); $[p]_{(max)}$ – максимально допустимий тиск в шарнірі ланцюга прийнятого типу при заданому режимі роботи, МПа; $F_{t(max)}$ – максимальна колова сила, яка діє у ведучій вітці контуру між двома сусідніми зірочками, Н.

4. Перевірка ланцюга по числу ударів ролика по зірочці [13]:

$$U_{(i)} = \frac{4 \cdot z_{(i)} \cdot n_{(i)}}{60 \cdot L_t} < [U],$$

де $[U]$ – допустиме число ударів ланцюга, c^{-1} .

5. Критична частота обертання, перевірка на резонанс [13]:

$$n_{k(i)} = \frac{30 \cdot \sqrt{\frac{F_{t(i)}}{q_{цenu}}}}{z_{(i)} \cdot A_{(i)}} < n_{(i)}$$

де $A_{(i)}$ – міжосьова відстань між двома зірочками, м.

Вище наведений алгоритм підбору оптимальних параметрів багатомасової ланцюгової передачі покладений в основу розробленого програмного продукту "Расчёт n-массовой цепной передачи" [3], який призначений для геометричного, міцнісного та оптимізаційного розрахунку багатомасових ланцюгових передач і перевірки їх працездатності при заданих параметрах, побудований за блоковим принципом проектування (рис. 2.1).

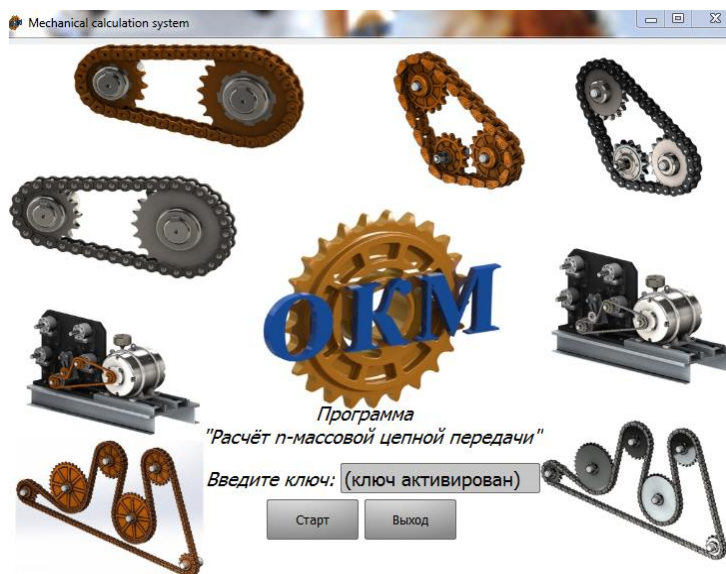


Рисунок 2.1 – Вікно старту програмного продукту "Расчёт n-массовой цепной передачи"

Коротко розглянемо можливості програмного продукту "Расчёт n-массовой цепной передачи". Він містить три розрахункові блоки: розрахунок за відомим числом зубців зірочок і кроком ланцюга (рис. 2.2), розрахунок за відомою потужністю двигуна і частотами обертання зірочок (рис. 2.3) та розрахунок за відомими частотами обертання валів і їх коловими силами (рис. 2.4).

Расчёт по известному числу зубьев звёздочек и шагу цепи

Исходные данные Результаты Графический вывод

Количество звезд 2 Способ смазки цепи Без смазки Частота вращения ведущей звёздочки

Динамичность нагрузки Спокойная нагрузка Тип цепи ПР-8-460 ГОСТ 13568-97 (ISO 606-94)

Таблица Данных (Звёздочки задавать в порядке обхода цепи против часовой стрелки)

	Кол.Зубьев	X	Y	Расположение звёздочки	Смещение	Тип звёздочки
Звёздочка Z1				Внутри контура	Без смещения	Ведущая
Звёздочка Z2				Внутри контура	Без смещения	Ведомая

Рисунок 2.2 – Розрахунковий блок "Расчёт по известному числу зубьев звёздочек и шагу цепи"

Расчёт по известной мощности двигателя и частотам вращения звёздочек

Исходные данные Результаты Графический вывод

Количество звёздочек 2 Способ смазки цепи Без смазки

Мощность двигателя, Ват Динамичность нагрузки Спокойная нагрузка

Таблица Данных (Звёздочки задавать в порядке обхода цепи против часовой стрелки)

	Частоты вращения	X	Y	Расположение звёздочки	Смещение	Тип звёздочки
Звёздочка Z1				Внутри контура	Без смещения	Ведущая
Звёздочка Z2				Внутри контура	Без смещения	Ведомая

Рисунок 2.3 – Розрахунковий блок "Расчёт по известной мощности двигателя и частотам вращения звёздочек"

Расчёт по известным частотам вращения валов и их окружным силам

Исходные данные Результаты Графический вывод

Количество звёздочек 2 Способ смазки цепи Без смазки

Динамичность нагрузки Спокойная нагрузка

Таблица Данных (Звёздочки задавать в порядке обхода цепи против часовой стрелки)

	Частоты вращения	X	Y	Окружные силы Ft, Н	Расположение звёздочки	Смещение	Тип звёздочки
Звёздочка Z1				не задавать	Внутри контура	Без смещения	Ведущая
Звёздочка Z2					Внутри контура	Без смещения	Ведомая

Рисунок 2.4 – Розрахунковий блок "Расчёт по известным частотам вращения валов и их окружным силам"

Назва блоків асоціативно підказує користувачеві, які початкові дані необхідні для розрахунку в обраному блоці. Кожен розрахунковий блок містить такі закладки (рис. 2.2 – 2.4): вихідні дані, результати розрахунків; графічна побудова ланцюгового контуру передачі.

Програмний продукт дає можливість збереження і завантаження, у кожному з форм розрахункових блоків, початкових і розрахункових даних одночасно. Результати графічної побудови контуру ланцюгової передачі можна зберегти у вигляді рисунка з розширенням *.png.

Коротко розглянемо призначення розрахункових блоків. Розрахунковий блок *"Расчёт по известному числу зубьев звёздочек и шагу цепи"* призначений для розрахунку геометричних, силових параметрів ланцюгової передачі, її працездатності, визначення максимальної потужності двигуна виходячи із заданих початкових даних (рис. 2.2): кількості зірочок в контурі; способу мащення ланцюга (без мащення, періодичне мащення, крапельне мащення, безперервне мащення, циркуляційне або розпилювачем під тиском); частоті обертання ведучої зірочки; динамічності навантаження ланцюгового контуру (спокійне навантаження, навантаження з поштовхами або навантаження з сильними ударами); типу ланцюга (його позначення); кількості зубців зірочок; координат розташування зірочок; розташування зірочок в ланцюговому контурі (в середині контуру або поза контуром – ззовні); зміщення центрів дуг впадин зірочок (зі зміщенням або без зміщення); типом зірочок (ведуча, ведена або натяжна).

Розрахунковий блок *"Расчёт по известной мощности двигателя и частотам вращения звёздочек"* призначений для розрахунку і пошуку оптимального варіанта реалізації ланцюгової передачі (підвищення коефіцієнта корисної дії, терміну служби передачі), виходячи із заданих початкових даних (рис. 2.3): кількості зірочок в контурі; способу мащення ланцюга (без мащення, періодичне мащення, крапельне мащення, безперервне мащення, циркуляційне або розпилювачем під тиском); потужності двигуна; динамічності навантаження ланцюгового контуру (спокійне навантаження, навантаження з поштовхами або навантаження з сильними ударами); частотам обертання зірочок; координат розташування зірочок; розташування

зірочок в ланцюговому контурі (в середині контуру або поза контуром – зовні); зміщення центрів дуг впадин зірочок (зі зміщенням або без зміщення); типом зірочок (ведуча, ведена або натяжна).

Розрахунковий блок *"Расчёт по известным частотам вращения валов и их окружным силам"* призначений для розрахунку і пошуку оптимального варіанта реалізації ланцюгової передачі (підвищення коефіцієнта корисної дії, терміну служби передачі), виходячи із заданих початкових даних (рис. 2.4): кількості зірочок в контурі; способу мащення ланцюга (без мащення, періодичне мащення, крапельне мащення, безперервне мащення, циркуляційне або розпилювачем під тиском); динамічності навантаження ланцюгового контуру (спокійне навантаження, навантаження з поштовхами або навантаження з сильними ударами); частотам обертання валів; координат розташування зірочок; колових сил, прикладених до валів передачі (крім вала двигуна); розташування зірочок в ланцюговому контурі (в середині контуру або поза контуром – ззовні); зміщення центрів дуг впадин зірочок (зі зміщенням або без зміщення); типом зірочок (ведуча, ведена або натяжна).

Суть розрахункових блоків та їх відмінність. Залежно від того яке ставиться конструктивне завдання і які початкові дані має інженер-конструктор, він вибирає відповідний розрахунковий блок.

Перший блок дає можливість підібрати: максимальну потужність двигуна, визначити колові сили, обертаючі моменти, при цьому не порушуючи умов втомного руйнування роликів і пластин ланцюга.

Другий і третій блоки підбирають оптимальні параметри ланцюгового контуру і в цілому передачі, також, як і перший блок, не порушуючи умов втомного руйнування роликів і пластин ланцюга. Математичний апарат у всіх розрахункових блоках використовується один і той же.

2.2 Методика побудови об'ємної моделі багатомасової ланцюгової передачі

Відомі сучасні потужні високоінтелектуальні CAD програми [4, 29, 101], які здатні в комплексі розв'язувати складні науково-інженерні задачі, пов'язані з структурно-параметричним синтезом, оптимізацією, статичним та динамічним дослідженням. Головною цінністю їх є можливість проведення комп'ютерного

експерименту та відтворення реальних умов роботи технологічної машини, механізму, деталі. Використання *CAD* програм полегшує інженеру-конструктору науково-технічний розрахунок, який здійснюється за допомогою спеціалізованих модулів ще на початковій стадії проектування. Інтегровані в програми розрахункові модулі здійснюють розрахунок на основі методу скінченних елементів типу *Ansys*, *Cosmos*. Це дає можливість комплексно розв'язувати складні науково-інженерні статичні та динамічні задачі і по результатах розрахунку вносити різноманітні раціонально-оптимізаційні зміни в конструкцію механічних систем. Серед ряду *CAD* програм можна виділити такий програмний комплекс, як "*SolidWorks*" [5]. Він є ядром інтегрованого комплексу автоматизації підприємства, за допомогою якого здійснюється підтримка життєвого циклу виробу згідно з концепцією *CALS*-технологій.

Розглянемо та проаналізуємо побудову 3D моделей зірочок ланцюгової передачі за допомогою таких *CAD* програм, як "*SolidWorks*" та "*КОМПАС-3D*" [11], використовуючи параметри і якісні характеристики побудови зірочок ланцюгової передачі по *ГОСТ 591-69*, оскільки вони мають складну геометричну 3D побудову порівняно з іншими деталями передачі.

2.2.1 Побудова об'ємних елементів ланцюгової передачі

3D проектування зірочок ланцюгової передачі за допомогою продукту АСКОН "КОМПАС-3D". Він має в своєму складі менеджер бібліотек (рис. 2.5), який містить папку "Розрахунок і побудова" (рис. 2.5, а). В цій папці розміщені програмні модулі (рис. 2.5, б), які використовуються для розрахунку та побудови 3D моделей, зокрема, "*КОМПАС – SHAFT 3D*".

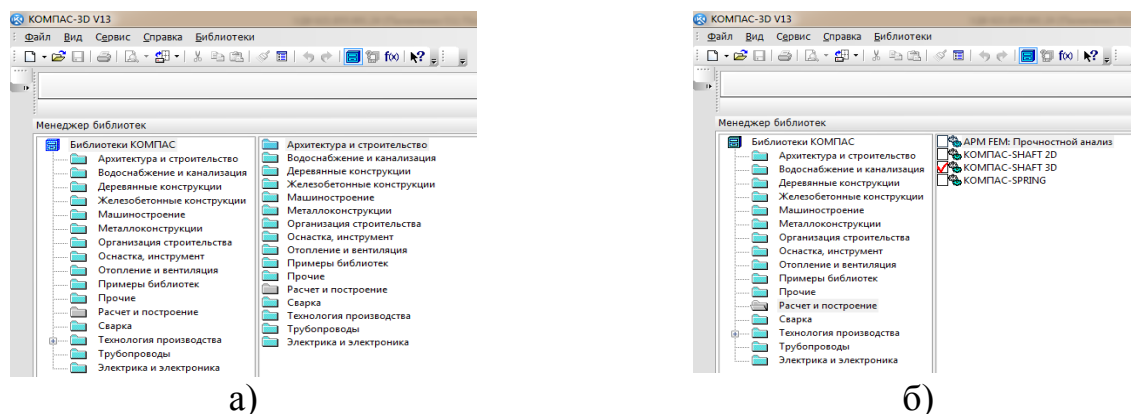


Рисунок 2.5 – Менеджер бібліотек продукту АСКОН "КОМПАС-3D" V13

"КОМПАС – SHAFT 3D" містить в своєму складі ряд модулів (рис. 2.6), які використовуються для розрахунку та побудови механічних передач.

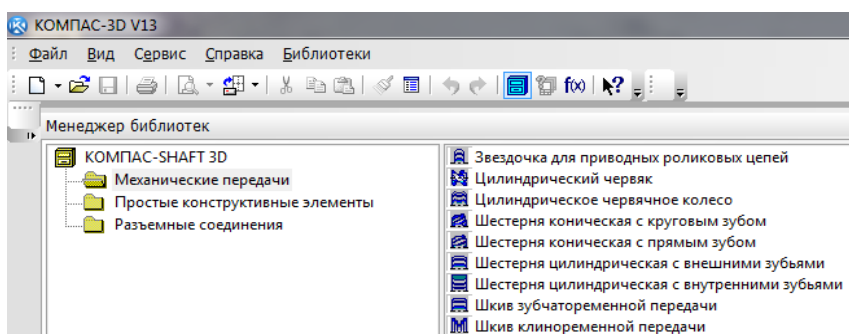


Рисунок 2.6 – Вікно можливостей розрахунку та побудови модуля

"КОМПАС – SHAFT 3D"

Нас цікавить розрахунок та побудова зірочок для приводних роликових ланцюгів. Завантажимо даний модуль (рис. 2.7) та розглянемо його можливості.

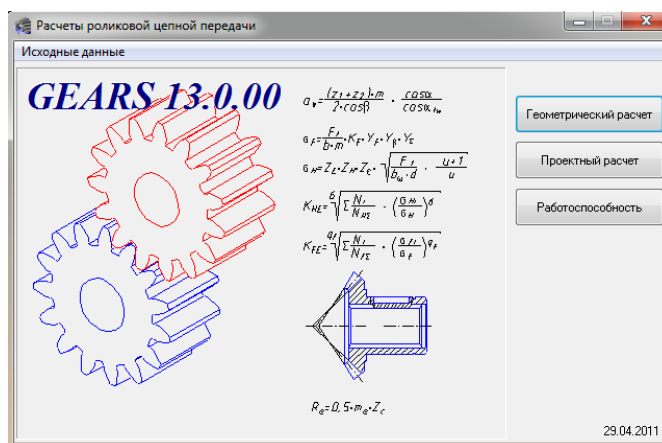


Рисунок 2.7 – Вікно можливостей інтегрованого модулю "КОМПАС – SHAFT 3D"

Виберемо для побудови та розрахунку підпрограму "Геометрический расчёт". У вікні (рис. 2.8) можна задавати та вибирати різні параметри.

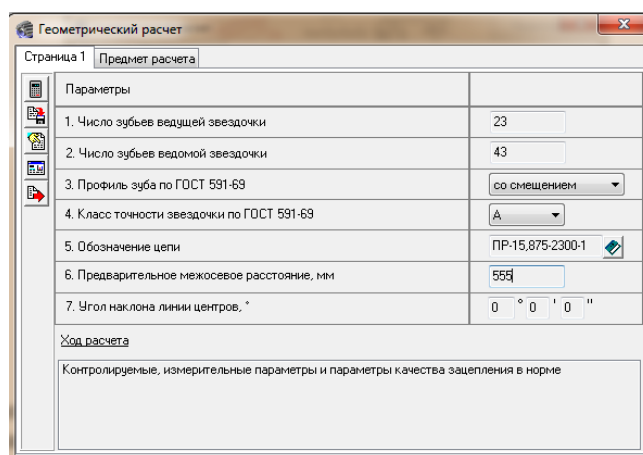


Рисунок 2.8 – Вікно вводу параметрів для геометричного розрахунку ланцюгової передачі

Задаємо, наприклад, такі параметри: кількість зубців ведучої зірочки $z_1 = 23$; кількість зубців веденої зірочки $z_2 = 43$; профіль зубця "зі зміщенням"; клас точності зірочки "А"; позначення ланцюга ПР-15,875-2300-1; попередня міжосьова відстань 555 мм; кут нахилу лінії центрів "0" (рис. 2.8).

Після вводу даних програма виконає розрахунок, в результаті якого отримаємо параметри (рис. 2.9), виходячи з яких програмний модуль побудує 3D моделі ведучої (рис. 2.10, а) та веденої (рис. 2.10, б) зірочок.

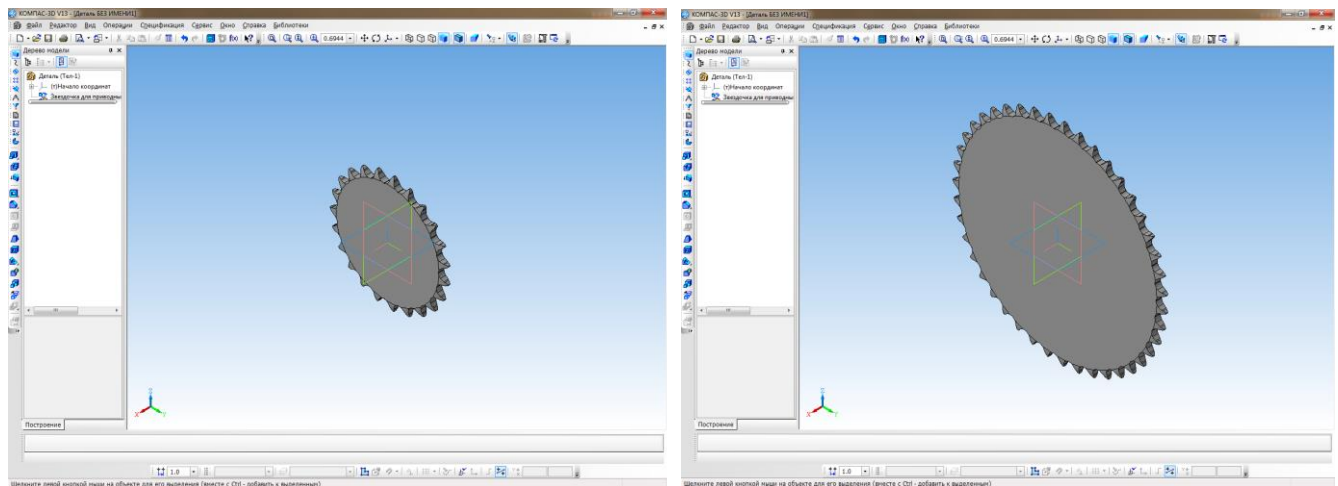
Результаты расчета

</

Продолжение табл. 1.

Параметры для построения венца звездочек в поперечном сечении		
Радиус закругления зуба, мм	17,3	
Расстояние от вершины зуба до линии центра дуг закруглений, мм	8,128	
Диаметр обода (наибольший), мм	96	198
Радиус закруглений обода, мм	1,6	
Ширина зуба звездочки, мм	5,8764	

Рисунок 2.9 – Результаты розрахунку ланцюгової передачі



а) 3D модель ведучої зірочки

б) 3D модель веденої зірочки

Рисунок 2.10 – 3D моделі зірочок, побудовані за допомогою прикладної програми модулю *"КОМПАС – SHAFT 3D"*

3D проектування зірочок ланцюгової передачі за допомогою програмного комплексу *"SolidWorks"*. Він також, як і *"КОМПАС-3D"*, має в своєму складі бібліотеку проектування стандартних елементів *"Toolbox"* (рис. 2.11).

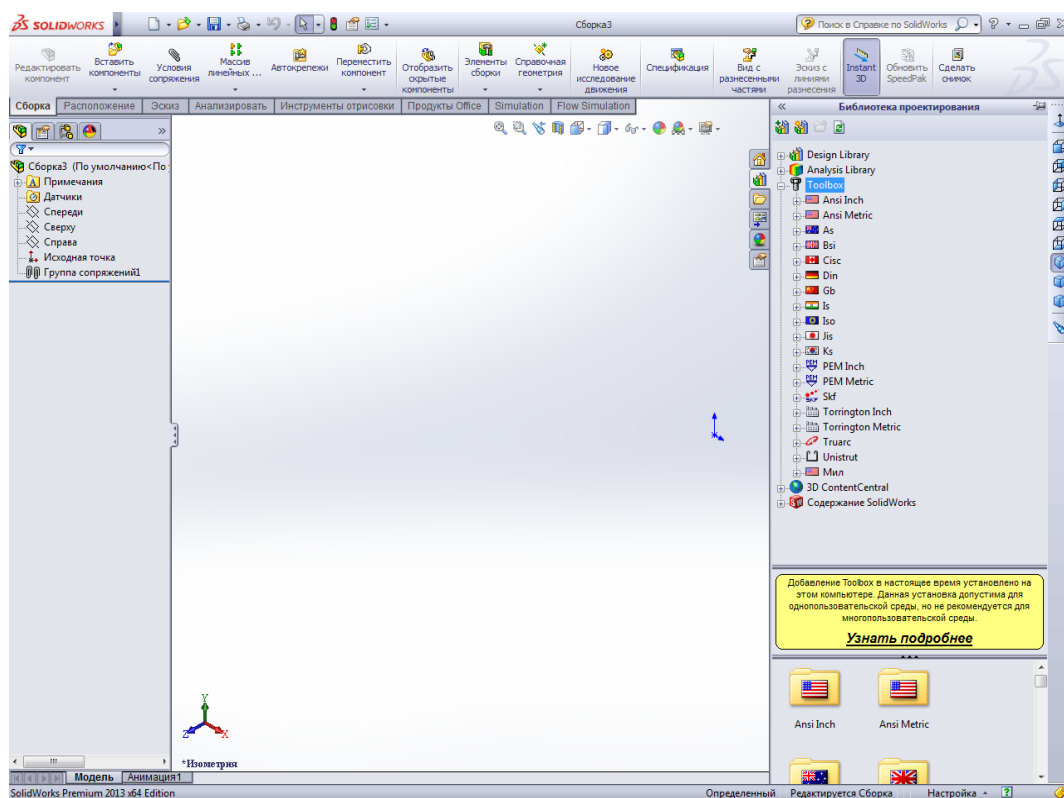


Рисунок 2.11 – Вікно програмного комплексу *"SolidWorks"* з завантаженою бібліотекою проектування стандартних елементів

З підбібліотек *"Toolbox"* вибираємо стандартні елементи ланцюгової передачі згідно стандарту *ISO 606-94* (рис. 2.12).

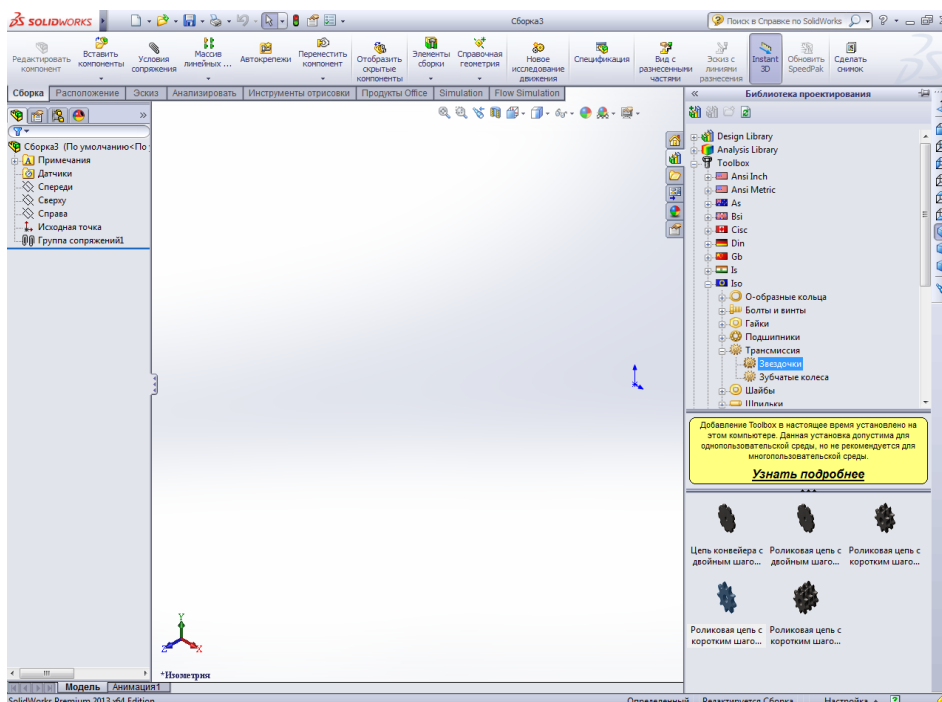


Рисунок 2.12 – Вікно програми "SolidWorks" з завантаженою та вибраною підбібліотекою проектування трансмісії (ланцюгової передачі) згідно стандарту ISO 606-94.

В результаті вибору для проектування елемента трансмісії – зірочки програма запитує параметри, по яких буде проектуватися її 3D модель (рис. 2.13).

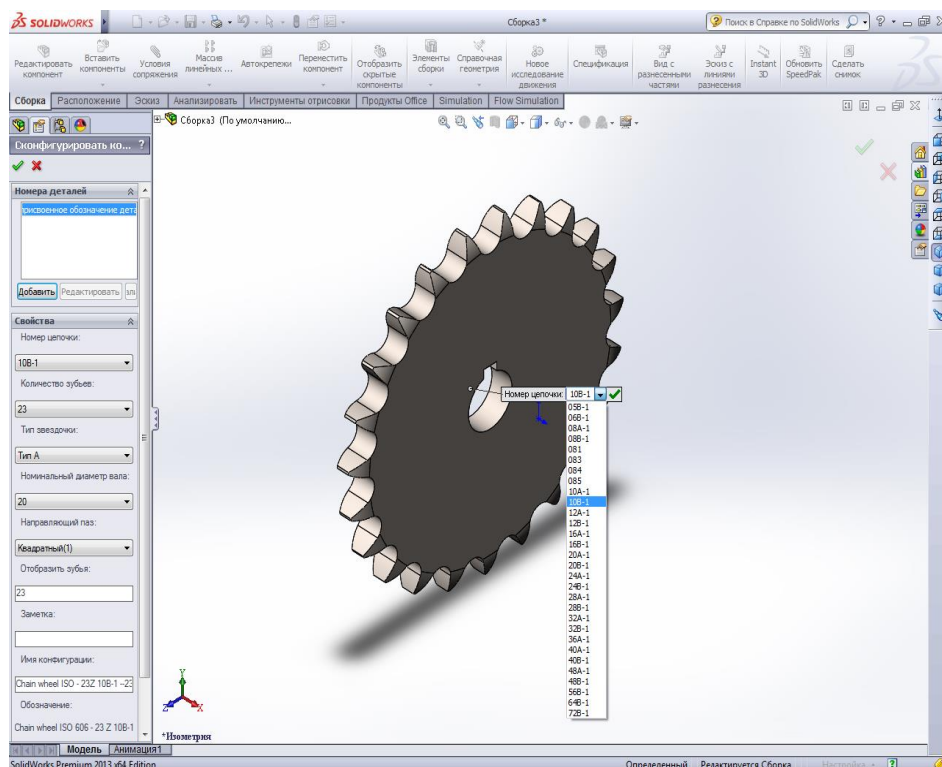
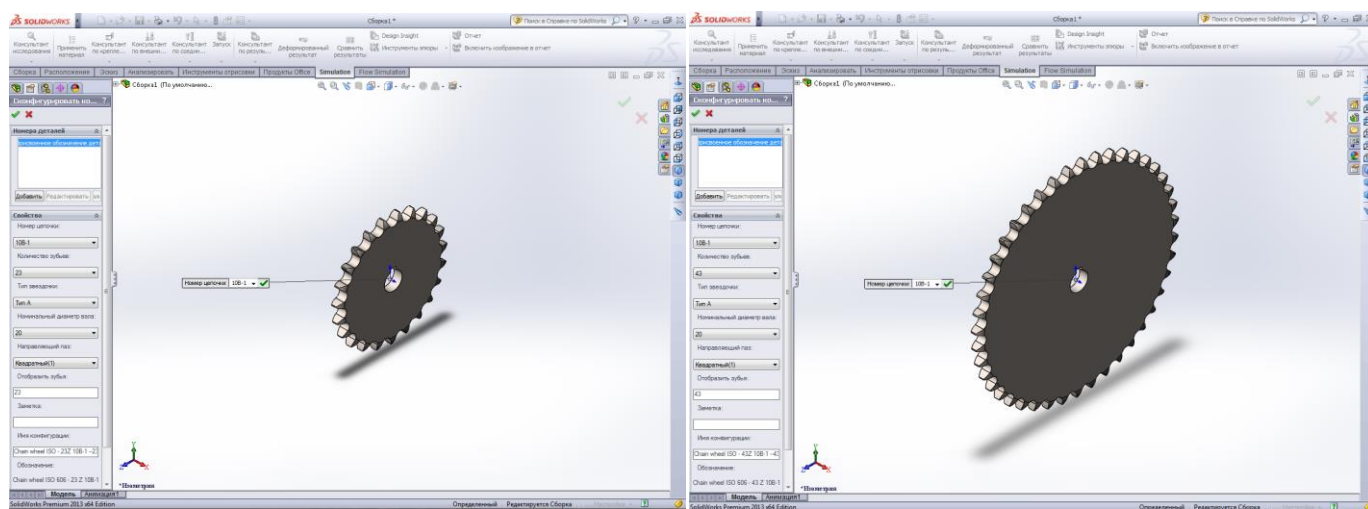


Рисунок 2.13 – Вікно вводу параметрів для 3D проектування зірочки ланцюгової передачі

Проектування 3D моделей ведучої та веденої зірочок ланцюгової передачі відбувається окремо. Задаємо параметри для проектування ведучої зірочки ланцюгової передачі: номер ланцюга вказуємо відповідно до стандарту *ISO 606-94 (10B-1)*, що відповідає позначенню ланцюга *ПП-15,875-2300-1* згідно стандарту *ГОСТ 13568-97*; кількість зубців зірочки $z_1 = 23$ (рис. 2.14, а); тип зірочки – "А"; номінальний діаметр валу – згідно проектної документації; направляючий паз під шпонку – квадратний (виконання 1). Параметри для веденої зірочки ланцюгової передачі і її побудова однакові з ведучою, окрім числа зубців $z_2 = 43$ (рис. 2.14, б).



а) 3D модель ведучої зірочки

б) 3D модель веденої зірочки

Рисунок 2.14 – 3D моделі зірочок, побудовані за допомогою "SolidWorks"

Порівнюючи розглянуті випадки побудови 3D моделей зірочок ланцюгової передачі бачимо, що програмний продукт "*КОМПАС-3D*" дає змогу вибрати більше параметрів для розрахунку та побудови (профіль зубця зірочки: зі зміщенням чи без зміщення; кут нахилу лінії центрів зірочок ланцюгової передачі) в порівнянні з продуктом "*SolidWorks*". Можливість побудови 3D моделей зірочок ланцюгової передачі з різними випадками зміщення центрів дуг западин (зі зміщенням та без зміщення) дає можливість розширити кількість експериментів.

Виходячи з вище викладеного матеріалу, можна стверджувати, що використання сучасних високоінтелектуальних CAD програм полегшує інженеру-конструктору технічні розрахунки, які програми здійснюють за допомогою спеціалізованих модулів автоматизованого проектування та дають можливість за короткий проміжок часу спроектувати 3D модель зірочки передачі.

Побудова 3D моделі ланцюга передачі. Відомо, що роликовий ланцюговий контур складається з великої кількості деталей: зовнішніх і внутрішніх пластин, валиків, втулок та роликів (рис. 2.15). Валик 3 запресований у зовнішні пластини 1 ланцюга і утворює з ними одне ціле – зовнішню ланку. На валик 3 вільно посаджена втулка 4, яка запресована у внутрішні пластини 2. Якщо на втулку 4 встановити вільно посаджені ролики 5, то ланцюг буде роликовим. Запресовані втулки 4 у внутрішні пластини 2 та вільно посаджені ролики 5 на втулки 4 утворюють складальну одиницю – внутрішню ланку ланцюга. Такий ланцюг замінює тертя ковзання на тертя кочення при набіганні ланцюга на зірочку.

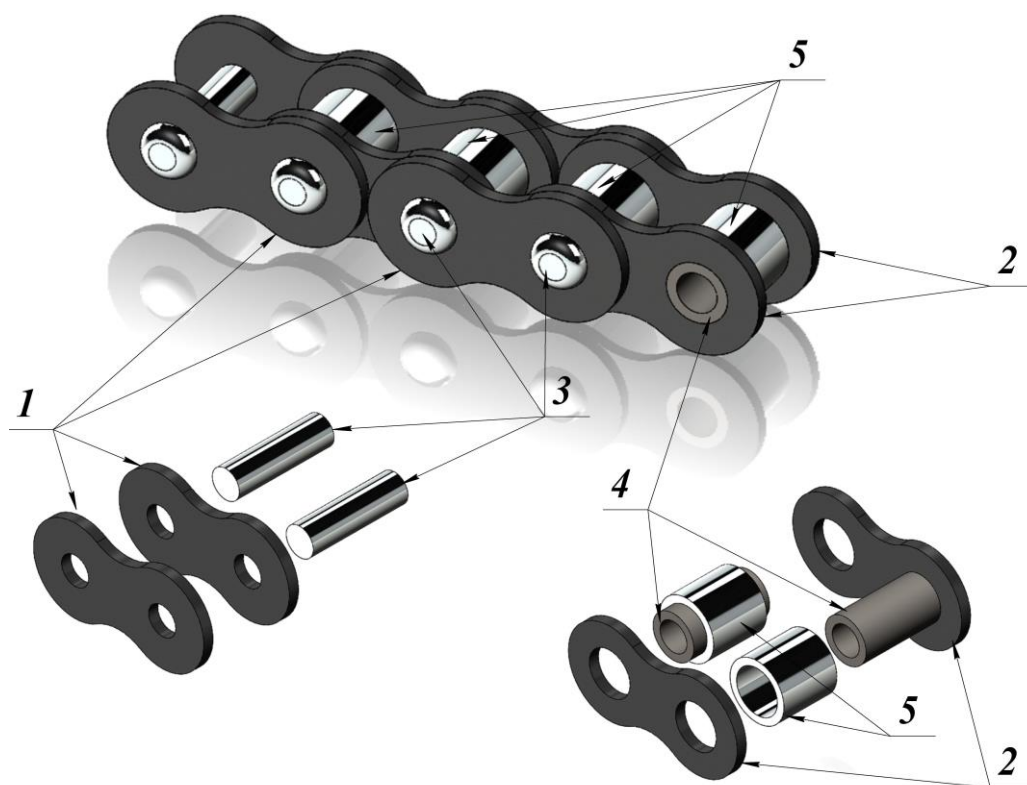


Рисунок 2.15 – 3D модель роликового ланцюга

Проектуються 3D моделі деталей ланцюга по *ГОСТ 13568-97*, в залежності від кроку ланцюга.

2.2.2 Алгоритм побудови об'ємної моделі ланцюгової передачі

Для дослідження кінематики, динаміки та напружено-деформованого стану 3D моделей елементів ланцюгової передачі необхідно не лише створити моделі, але і забезпечити їх рух в глобальній системі координат програмного комплексу "SolidWorks".

З'являється велика кількість питань, які пов'язані саме з послідовністю створення 3D моделі ланцюгової передачі, а тим більше із створенням 3D моделі багатомасової ланцюгової передачі, і тому виникає необхідність розробити алгоритм побудови. Спочатку розглянемо побудову 3D моделі на прикладі найпростішої двохмасової ланцюгової передачі. Для створення 3D моделі ланцюгової передачі необхідно:

1. Розрахувати геометричні параметри передачі, яка проектується. Для цього можна використати розрахунковий модуль *"КОМПАС – SHAFT 3D"*.

2. Побудувати 3D моделі елементів ланцюгової передачі (3D моделі зірочок, внутрішньої за зовнішньої ланок ланцюга). Для 3D побудови зірочок передачі використати можна, як програмний модуль *"КОМПАС – SHAFT 3D"*, так і підбібліотеку *"Toolbox"* програмного комплексу *"SolidWorks"*. Побудова 3D моделей ланок ланцюга відбувається відповідно по *ГОСТ 13568-97*.

3. Відповідно до розрахованих геометричних параметрів передачі (рис. 2.9) розміщуємо зірочки (рис. 2.16).

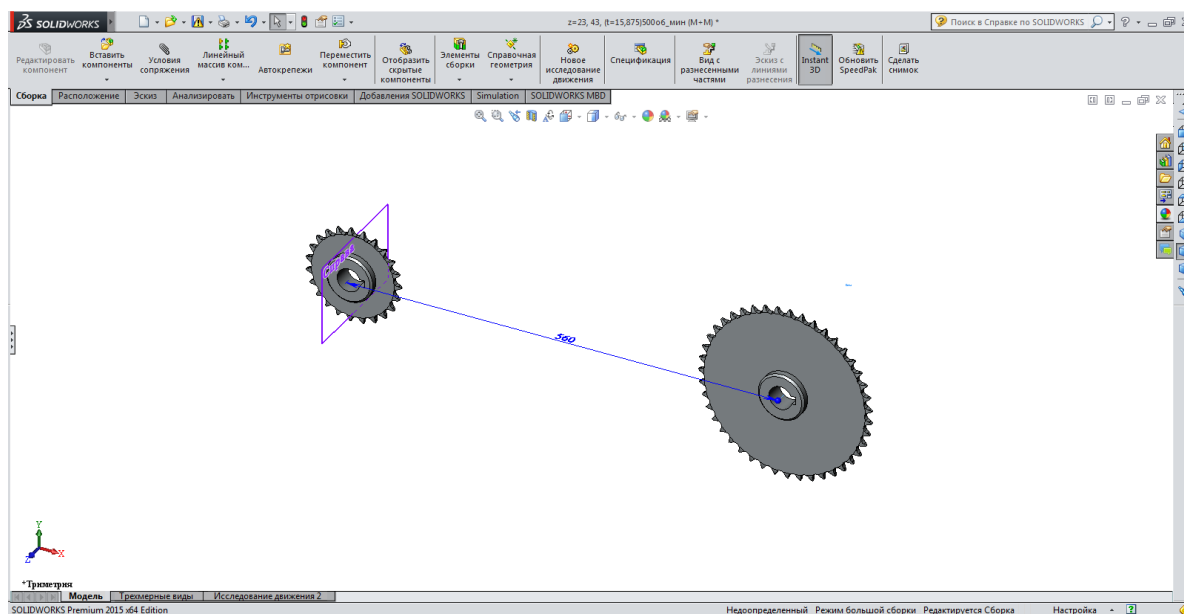


Рисунок 2.16 – Розміщення зірочок передачі

4. Будуємо ескіз контуру передачі (рис. 2.17). Він будується відповідно по ділительних діаметрах зірочок. Не потрібно створювати спряження деталей з побудованим ескізом контуру! Це є першою помилкою побудов 3D моделей ланцюгових передач!

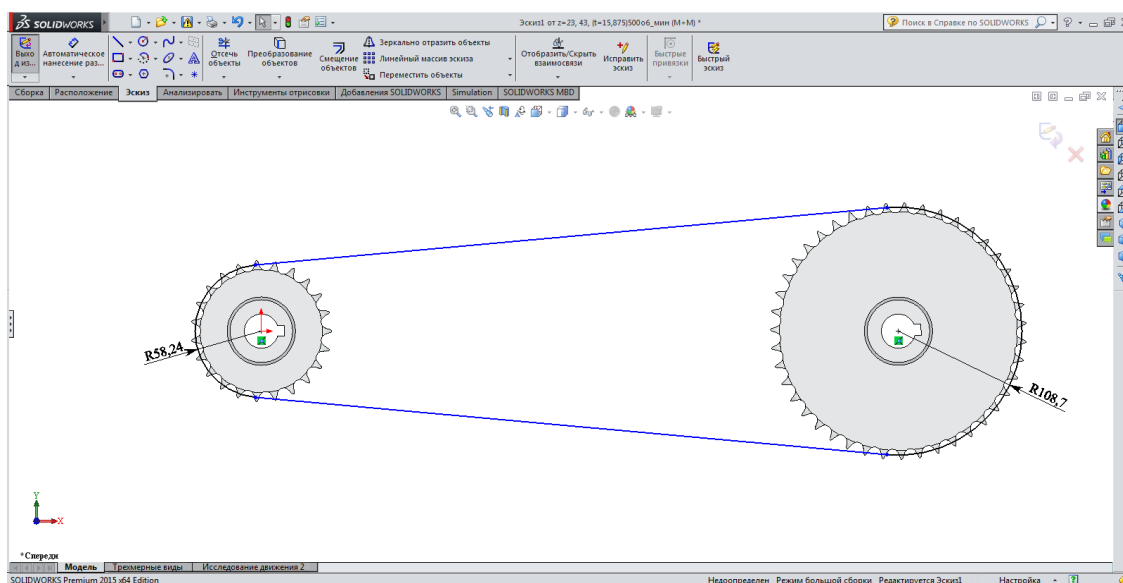


Рисунок 2.17 – Ескіз контуру ланцюгової передачі

5. Послідовно розташовуємо ланки ланцюгової передачі користуючись спряженнями деталей між собою. Шарніри ланок повинні співпадати з ескізом контуру передачі (рис. 2.18), але ні в якому разі не спряжені з ним.

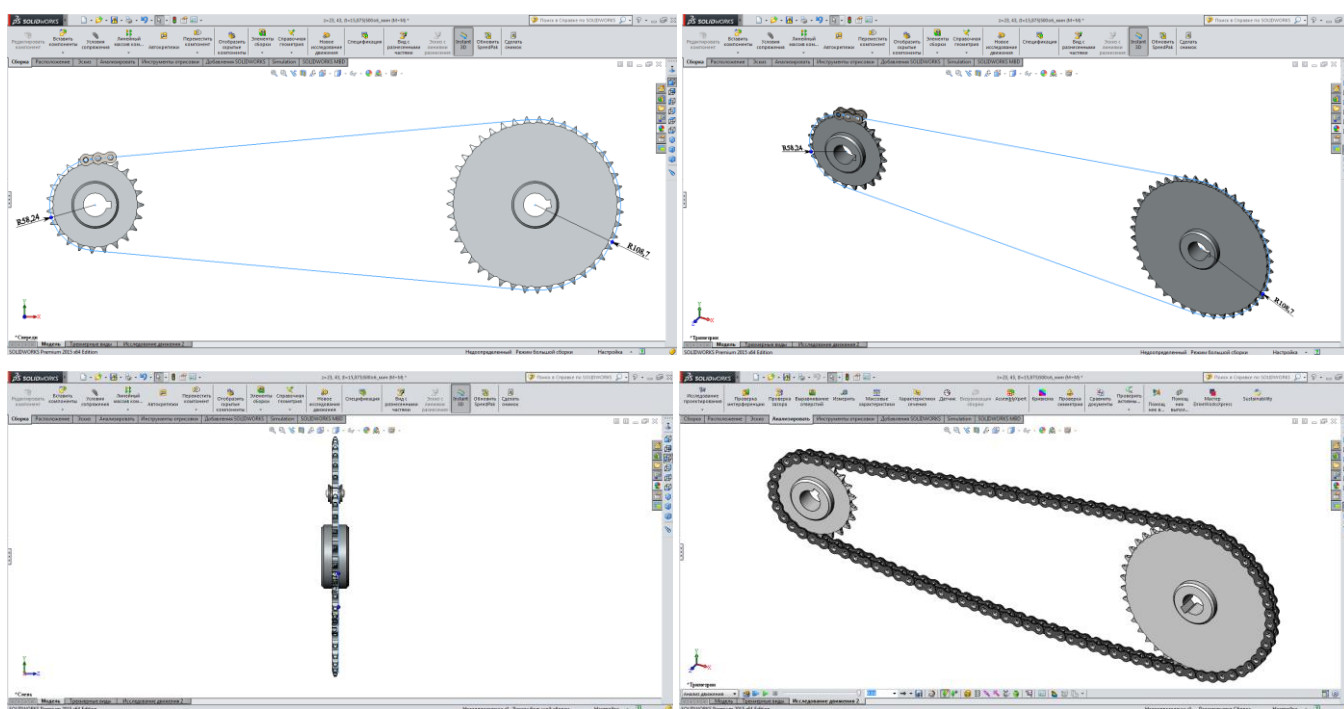


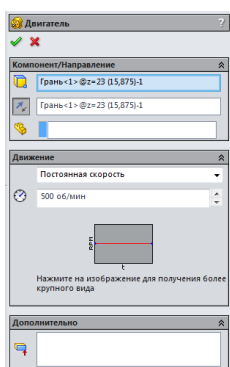
Рисунок 2.18 – Побудова 3D моделі ланцюгової передачі

6. Після побудови 3D моделі ланцюгової передачі перевіряємо на інтерференцію компоненти моделі передачі (проникнення однієї геометрії деталі в геометрію іншої). Необхідною умовою для дослідження руху 3D моделі передачі є уникнення інтерференції між компонентами.

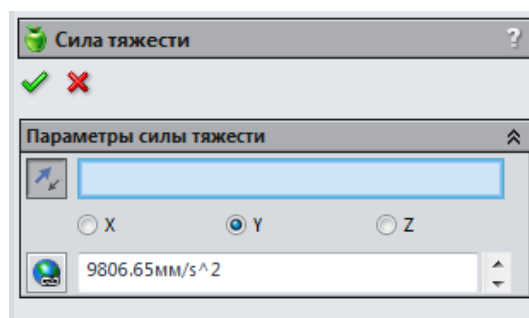
7. Наступним кроком переходимо на вкладку "Исследование движения" та задаємо параметри руху:

- числове значення частоти обертання двигуна, його напрям (рис. 2.19, а).
- Числове значення відоме з результатів геометричного розрахунку (рис. 2.9);
- напрям дії сили тяжіння (рис. 2.19, б);
- числове значення моменту опору, його напрям (рис. 2.19, в). Числове значення відоме з результатів геометричного розрахунку (рис. 2.9);
- створюємо контактні групи деталей передачі з врахуванням констант тертя між ними (рис. 2.19, г);
- обираємо метод інтегрування. За замовчуванням встановлений метод "GSTIFF" з відповідним налаштуванням параметрів дослідження;
- запускаємо дослідження руху 3D моделі ланцюгової передачі.

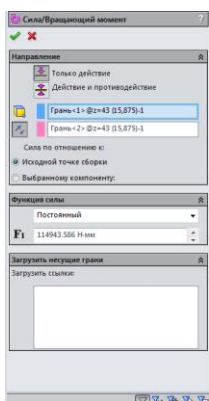
В результаті використання такого алгоритму та подальшого дослідження руху 3D моделі передачі матимемо змогу: переглянути імітацію руху її елементів; побудувати графіки, які нас цікавлять; покроково переглядати поведінку будь-якого елемента передачі; варіювати її параметрами.



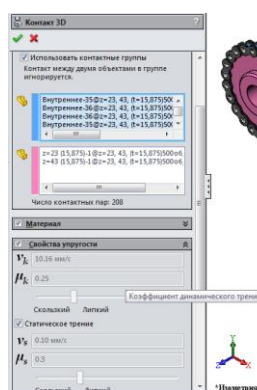
а)



б)



в)



г)

Рисунок 2.19 – Внесення параметрів для дослідження руху

Отже, вище наведений алгоритм побудови 3D моделі ланцюгової передачі дає можливість комплексно дослідити рух моделі будь-якої складності передачі та варіювати її параметрами.

Зауважимо, що для побудови багатомасової ланцюгової передачі теж застосовується даний алгоритм, але виникає питання, як розрахувати геометричні параметри багатомасового контуру, оскільки програмний модуль *"КОМПАС – SHAFT 3D"* розраховує геометричні параметри лише для двохмасового контуру. Саме для вирішення цього питання і був створений програмний продукт *"Расчёт n-массовой цепной передачи"*.

2.3 Використання математичного апарату для комплексного дослідження кінематики та динаміки багатомасового ланцюгового привода

З огляду літературних джерел, які стосуються автоматизації розрахунків ланцюгових передач і приводів, та для вирішення поставлених задач дослідження скористуємося досконалим математичним апаратом для комплексної оцінки та аналізу кінематики і динаміки багатомасового ланцюгового привода, який застосовується під час аналізу руху програмним комплексом *"SolidWorks"* [5, 94]. Даний програмний комплекс містить такі базові конфігурації: *"SolidWorks Standard"*, *"SolidWorks Professional"*, *"SolidWorks Premium"*, а також велику кількість різних прикладних модулів. Лише базова конфігурація *"SolidWorks Premium"* має прикладні інженерні модулі: *"SolidWorks Motion"* та *"SolidWorks Simulation Premium"*, які комплексно дозволяють проводити розрахунок кінематики та динаміки будь-якої деталі механізму, враховуючи лінійні та нелінійні статичні і динамічні явища, що впливають на лінійність поведінки матеріалу деталей механізму під час дії на них лінійного і нелінійного навантаження, а також вирішувати нелінійні контактні задачі, проводити розрахунок на втомну міцність, аналізувати лінійну і нелінійну динаміку напружено-деформованого стану як окремої деталі, так і всього механізму. Розглянемо процедури аналізу за допомогою програмного комплексу *"SolidWorks"*.

Процедура лінійного статичного дослідження. Вона використовує статичні припущення та припущення лінійності. Статичні припущення базуються на тому, що всі навантаження додаються повільно і поступово, поки не досягнуть своїх

повних величин, при досягненні яких вони залишаються постійними (незмінними за часом).

Припущення лінійності базуються на лінійному взаємозв'язку між навантаженнями і викликаними ними реакціями. Якщо, наприклад, збільшити вдвічі величину навантаження, реакція моделі (переміщення, навантаження та напруження) також збільшиться вдвічі. Припущення лінійності можна приймати, якщо:

- всі матеріали в моделі відповідають закону Гука, відповідно до якого напруження прямо пропорційне деформації;

- викликані переміщення досить малі, щоб можна було знехтувати змінами жорсткості матеріалу;

- граничні умови не змінюються під час прикладання навантажень. Навантаження повинні бути постійними за величиною, напрямком і розподілом. Вони не повинні змінюватися під час деформування моделі.

Математична модель рішення процедурою лінійного статичного дослідження матиме вигляд: $[K]\{u(t)\} = \{f(t)\}$,

$$\text{де } [K] = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} & k_{15} & k_{16} \\ & k_{22} & k_{23} & k_{24} & k_{25} & k_{26} \\ & & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} \\ & & & k_{44} & k_{45} & k_{46} \\ & & & & k_{55} & k_{56} \\ & & & & & k_{66} \end{bmatrix} - \text{симетрична матриця жорсткості};$$

$\{u(t)\}$ – n -розмірний вектор переміщення; $\{f(t)\} = n$ – розмірний вектор сили.

Процедура лінійного динамічного дослідження. Розглянемо просту пружну систему з одним ступенем вільності (рис. 2.20). На масу m впливає сила $F(t)$ у напрямку $u(t)$ в якості функції часу. Маса може переміщуватися тільки в напрямку $u(t)$. Руху маси опирається жорсткість пружини k [94].

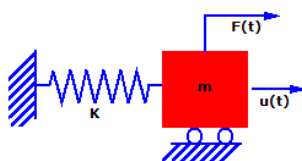


Рисунок 2.20 – Проста пружна система з одним ступенем вільності

Запишемо другий закон Ньютона для даної системи, яка змінюється з часом (t), отримаємо:

$$F(t) - k \cdot u(t) = m \cdot \ddot{u}(t)$$

або

$$F(t) = m \cdot \ddot{u}(t) + k \cdot u(t), \quad (2.1)$$

де $\ddot{u}(t)$ – прискорення маси, яке змінюється з часом t і дорівнює другій похідній від шляху $u(t)$ по часу t .

Теоретично, якщо маса зміщена і звільнена, вона продовжуватиме коливатися з однаковою амплітудою нескінченно довгий період часу. На практиці (рис. 2.21), маса вібрує з амплітудою, яка поступово зменшується до тих пір, поки не прийде в стан спокою.

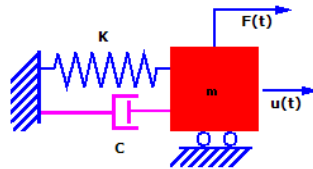


Рисунок 2.21 – Проста пружна система з одним ступенем вільності з врахуванням демпфірування (c)

Як відомо, дане явище називається демпфіруванням, яке викликане втратою енергії на тертя та інші впливи. Припустимо, що демпфіруюча сила пропорційна швидкості. З врахуванням демпфірування вищенаведене рівняння (2.1) буде мати вигляд: $F(t) = m \cdot \ddot{u}(t) + k \cdot u(t) + c \cdot \dot{u}(t)$, де $\dot{u}(t)$ – швидкість маси, яка змінюється з часом t і дорівнює першій похідній від шляху $u(t)$ по часу t .

Розглянемо систему з багатьма ступенями вільності. Для даної системи m , c і k стають матрицями, а не поодинокими значеннями, і рівняння руху можуть бути виражені як:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{f(t)\}, \quad (2.2)$$

де $[M] = \begin{bmatrix} \int (y^2 + z^2) dm & -\int (xy) dm & -\int (xz) dm \\ \int (z^2 + x^2) dm & -\int (yz) dm & \\ & \int (x^2 + y^2) dm \end{bmatrix}$ – симетрична матриця інерції

системи; $\{\dot{u}(t)\}$, $\{\ddot{u}(t)\}$ – n -розмірні вектори швидкості і прискорення відповідно; $[C] = \alpha[M] + \beta[K]$ – симетрична матриця демпфірування по Релею (пропорційне

демпфірування) – це внутрішнє демпфірування в матеріалі. Коефіцієнт альфа – впливає на демпфірування низьких частот за рахунок пропорційності масі (інерційним властивостям). Коефіцієнт бета – впливає на демпфірування високих частот за рахунок пропорційності жорсткості.

Основною ідеєю дослідження методів розташування по власних формах коливань (модальний аналіз) є перетворення системи (2.2) в ряд незалежних рівнянь, використовуючи модальну матрицю $[\Phi]$ в якості матриці перетворення. Вона має нормальні моди $\{\varphi\}_i$ для $i = 1, \dots, n$, які розташовані наступним чином (Модом випадкової величини називається її найбільш ймовірне значення. Термін "найбільш ймовірне значення", строго кажучи, застосовується лише до переривчастої величини): $[\Phi] = [\{\varphi\}_1 \ \{\varphi\}_2 \ \dots \ \{\varphi\}_n]$.

Нормальні моди і власні значення системи отримуємо з розв'язку рівняння:

$$[K][\Phi] = [M][\Phi]\omega^2,$$

де $[\omega^2] = [M]^{-1}[K]$ – діагональна матриця квадратів власних частот.

Система n рівнянь руху для лінійних систем може розділятися на n рівнянь з одним ступенем вільності в обчисленні модального вектору переміщення $\{x(t)\}$:

$$\{u(t)\} = [\Phi]\{x(t)\} \quad (2.3)$$

Підставивши вектор $\{u(t)\}$ з рівняння (2.3) в рівняння (2.2) та помноживши його на транспоновану модальну матрицю $[\Phi]^T$, знайдемо:

$$[\Phi]^T [M][\Phi]\{\ddot{x}(t)\} + [\Phi]^T [C][\Phi]\{\dot{x}(t)\} + [\Phi]^T [K][\Phi]\{x(t)\} = [\Phi]^T \{f(t)\} \quad (2.4)$$

Нормальні моди задовольняють властивість ортогональності, а модальна матриця $[\Phi]$ є нормальною для того, щоб задовольняти наступні рівняння:

$$[\Phi]^T [M][\Phi] = [1] \quad (2.5)$$

$$[c] = [\Phi]^T [C][\Phi] = \alpha[1] + \beta[\omega^2] = 2[\zeta\omega] \quad (2.6)$$

$$[\Phi]^T [K][\Phi] = [\omega^2] \quad (2.7)$$

$$\{\varphi\}_i^T \{f(t)\} = \{m_i(t)\} \quad (2.8)$$

де $\{m_i(t)\}$ – вектор модальних навантажень.

Далі можна визначити демпфірування по Релею для лінійних і нелінійних динамічних досліджень.

Коефіцієнт демпфірування c_i для i -ої моди розраховується по: $c_i = 2\zeta_i\omega_i = \alpha + \beta\omega_i^2$ і коефіцієнт модального демпфірування ζ_i виражається, як: $\zeta_i = \frac{\alpha}{2\omega_i} + \frac{\beta\omega_i}{2}$. Якщо коефіцієнти модального демпфірування для i -ої і j -ої мод

являються ζ_i і ζ_j то коефіцієнти по Релею α і β розраховуються за допомогою

вирішення алгебраїчних рівнянь: $\frac{1}{2} \begin{bmatrix} \frac{1}{\omega_i} & \omega_i \\ \frac{1}{\omega_j} & \omega_j \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha \\ \beta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \zeta_i \\ \zeta_j \end{Bmatrix}$. Якщо обидві моди мають

однаковий коефіцієнт модального демпфірування ($\zeta_i = \zeta_j = \zeta$), то значення α і β

будуть: $\alpha = \zeta \frac{2\omega_i\omega_j}{\omega_i + \omega_j}$, $\beta = \zeta \frac{2}{\omega_i + \omega_j}$. Коефіцієнт модального демпфірування ζ будь-

якої іншої моди змінюється з частотою, як показано на рисунку 2.22:

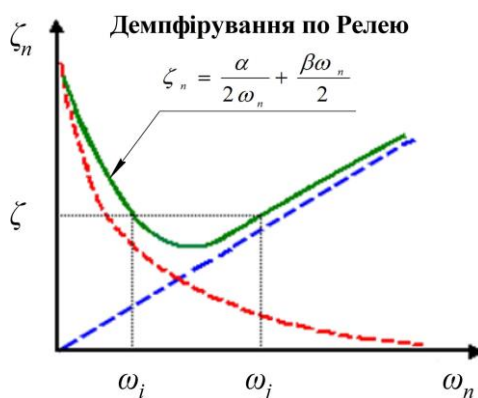


Рисунок 2.22 – Зміна коефіцієнта модального демпфірування ζ з частотою власних коливань матеріалу

Виконавши підстановки рівнянь (2.5 – 2.8), рівняння (2.4) перетворюється на систему з n незалежних диференціальних рівнянь другого порядку для $i = 1, \dots, n$:

$$\ddot{x}_i(t) + 2\zeta \cdot \omega \cdot \dot{x}_i(t) + \omega^2 x_i(t) = m_i(t) \quad (2.9)$$

Рівняння (2.9) розв'язується з використанням покрокових методів інтегрування, рисунок 2.23:

1. Метод інтегрування **GSTIFF**, розроблений CW Gear, є методом інтегрування змінного порядку і кроку. Цей метод за замовчуванням використовується програмою "SolidWorks Motion". Метод GSTIFF є швидким і точним способом розрахунку переміщень в широкому спектрі завдань з дослідження руху.

2. **WSTIFF** є ще одним методом жорсткого інтегрування змінного порядку і кроку. GSTIFF і WSTIFF подібні в постановці завдання і поведінці. Вони відрізняються тим, що розрахунок коефіцієнтів GSTIFF передбачає постійний крок, а коефіцієнти WSTIFF є функцією кроку. Якщо крок несподівано збільшується під час інтегрування, GSTIFF вносить невелику похибку, у той час як WSTIFF може обробити зміни кроку без втрати точності. Несподівана зміна кроку відбувається, коли присутні переривчасті сили, переривчастий рух або раптові події, такі як контакти між моделями.

3. **SI2_GSTIFF**, метод стабілізації індексу-2, є видозміненим методом GSTIFF. Цей метод інтегрування дає більше контролю над точністю розрахунку швидкості і прискорення в рівняннях руху. За умови, що рух досить плавний, результати швидкості і прискорення при використанні методу SI2_GSTIFF є більш точними, ніж результати методів GSTIFF і WSTIFF, навіть для руху з високочастотними коливаннями. Метод SI2_GSTIFF також точний для менших кроків, але займає багато часу.

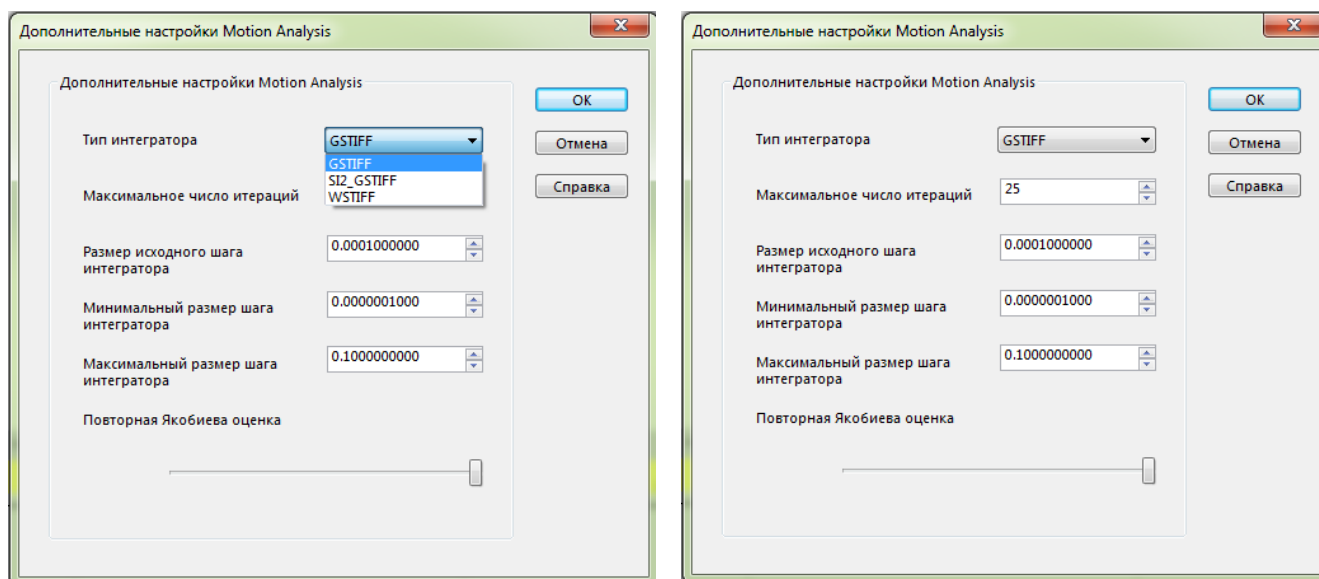


Рисунок 2.23 – Методи інтегрування

При умові, що збудження виражені функціями питомої потужності спектра, рішення може бути сформульоване в частотній області (*Питома потужність* – відношення потужності двигуна до його маси або іншого параметру. Зростання питомої потужності досягається застосуванням легких сплавів, вдосконаленням конструкцій та форсуванням (збільшенням швидкохідності і ступеня стискування,

використанням наддугу тощо). Метод кореляції використовують для встановлення наявності зв'язку між досліджуваними явищами, вивчення його характеру, кількісного вираження сили (тісноти) цього зв'язку, а також для визначення впливу окремих факторів на зміну аналізованих показників.). Якщо матриця збурення питомої потужності спектра дана у вигляді $[S_f(\omega)]$, то матриця модальної сили питомої потужності спектра визначається: $[S_m(\omega)] = [\Phi]^T [S_f(\omega)] [\Phi]$, де

$$[S_f(\omega)] = \begin{bmatrix} S_i(\omega) & \alpha_{ij} \sqrt{S_i(\omega) \cdot S_j(\omega)} \\ \alpha_{ij} \sqrt{S_i(\omega) \cdot S_j(\omega)} & S_j(\omega) \end{bmatrix}; \quad \alpha_{ij} = \begin{cases} \frac{R_{\max} - R_{ij}}{R_{\max} - R_{\min}} & \text{if } R_{\min} < R_{ij} < R_{\max} \\ 1 & \text{if } R_{ij} \leq R_{\min} \\ 0 & \text{if } R_{ij} \geq R_{\max} \end{cases};$$

R_{ij} , $R_{\min}$, $R_{\max}$ – просторова відстань між двома вузлами, мінімальна та максимальна відстані відповідно (рис. 2.24).

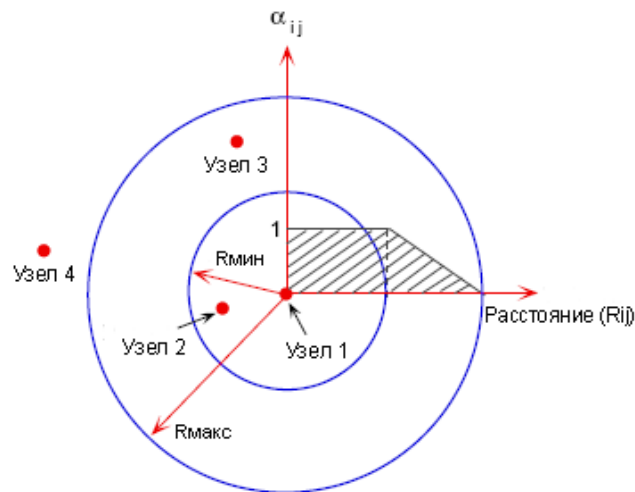


Рисунок 2.24 – Просторова кореляція

Тоді питома потужність спектра модальної реакції переміщення $[S_x(\omega)]$ буде визначатись: $[S_x(\omega)] = [H(\omega)] [S_m(\omega)] [H^*(\omega)]$, де $[H(\omega)]$ – модальна матриця передавальних функцій; $[H^*(\omega)]$ – комплексно-спряжена матриця матриці передавальних функцій. Для нормальних мод матриця передавальних функцій є діагональною з елементами $H_i(\omega)$, $H_i^*(\omega)$:

$$H_i(\omega) = \frac{1}{-\omega^2 + \omega_i^2 + i2\zeta_i\omega_i\omega} \quad H_i^*(\omega) = \frac{1}{-\omega^2 + \omega_i^2 - i2\zeta_i\omega_i\omega}$$

Питома потужність спектра переміщення, швидкості та прискорення відповідно буде: $[S_u(\omega)] = [\Phi][S_x(\omega)][\Phi]^T$, $[S_{\dot{u}}(\omega)] = [\Phi][S_{\dot{x}}(\omega)][\Phi]^T$, $[S_{\ddot{u}}(\omega)] = [\Phi][S_{\ddot{x}}(\omega)][\Phi]^T$.

Питома потужність спектра модальної швидкості і прискорення пов'язані з питомою потужністю спектра переміщення наступним чином: $S_{\dot{x}}(\omega) = \omega^2 S_x(\omega)$, $S_{\ddot{x}}(\omega) = \omega^2 S_{\dot{x}}(\omega) = \omega^4 S_x(\omega)$, тоді $S_{\dot{u}}(\omega) = \omega^2 S_u(\omega)$, $S_{\ddot{u}}(\omega) = \omega^4 S_u(\omega)$.

Модальні реакції автокореляції з нульовою затримкою в обчисленні питомої потужності спектра модальної реакції визначаються за допомогою інтегралів (Кореляційний аналіз – це статистичне дослідження (стохастичної) залежності між випадковими величинами (англ. *Correlation* – взаємозв'язок). У найпростішому випадку досліджують дві вибірки (набори даних), у загальному – їх багатовимірні комплекси (групи): $[R_x(0)] = \int_0^\infty [S_x(\omega)] d\omega$, $[R_{\dot{x}}(0)] = \int_0^\infty \omega^2 [S_x(\omega)] d\omega$, $[R_{\ddot{x}}(0)] = \int_0^\infty \omega^4 [S_x(\omega)] d\omega$, тоді $[R_u] = [\Phi][R_x(0)][\Phi]^T$, $[R_{\dot{u}}] = [\Phi][R_{\dot{x}}(0)][\Phi]^T$, $[R_{\ddot{u}}] = [\Phi][R_{\ddot{x}}(0)][\Phi]^T$.

Процедура нелінійного статичного дослідження. Лінійне дослідження засноване на припущеннях статичності і лінійності. Якщо одне (або більше) з цих припущень порушується, лінійне дослідження дає неправильні результати і для подальшого розрахунку використовується нелінійне дослідження.

Припущення лінійності справедливі, якщо всі матеріали в моделі відповідають закону Гука, але вони демонструють таку поведінку тільки в тому випадку, коли навантаження малі. Зі збільшенням навантаження напружено-деформований стан стає нелінійним. Деякі матеріали показують нелінійні характеристики навіть при малих навантаженнях. Модель матеріалу є математичною моделлю його поведінки. Матеріал буде лінійним, якщо його відношення напруження до деформації змінюється за лінійним законом. Лінійне дослідження може використовуватися для дослідження моделей з лінійними матеріалами за умови, якщо не існує нелінійностей в інших моделях. Нелінійне дослідження можна застосовувати для

багатьох типів моделей матеріалів, при великих деформаціях для визначення властивостей матеріалу твердотільної 3D моделі.

Обчислення матриці жорсткості можуть повторюватись та перераховуватися на кожному кроці під час пошуку рішення. Частота перерахунку матриці жорсткості встановлюється користувачем.

Як відомо, контактні задачі є природньо нелінійними, оскільки граничні умови змінюються при появі контактного навантаження. В нелінійному статичному дослідженні основна система рівнянь повинна бути вирішена на будь-якому "тимчасовому" кроці $t + \Delta t$ та матиме вигляд: ${}^{t+\Delta t}\{R\} - {}^{t+\Delta t}\{F\} = 0$, де ${}^{t+\Delta t}\{R\}$ – вектор зовнішніх прикладених вузлових навантажень; ${}^{t+\Delta t}\{F\}$ – вектор внутрішніх вузлових сил. Оскільки внутрішні вузлові сили ${}^{t+\Delta t}\{F\}$ залежать від вузлових переміщень при ${}^{t+\Delta t}\{U\}$, то слід використовувати ітераційний метод дослідження. Наступні рівняння являють собою основну структуру ітераційної схеми для вирішення рівнянь рівноваги на певному часовому кроці $t + \Delta t$: $\{\Delta R\}^{(i-1)} = {}^{t+\Delta t}\{R\} - {}^{t+\Delta t}\{F\}^{(i-1)}$, ${}^{t+\Delta t}[K]^{(i)}\{\Delta U\}^{(i)} = \{\Delta R\}^{(i-1)}$, ${}^{t+\Delta t}\{U\}^{(i)} = {}^{t+\Delta t}\{U\}^{(i-1)} + \{\Delta U\}^{(i)}$, ${}^{t+\Delta t}\{U\}^{(0)} = {}^t\{U\}$, ${}^{t+\Delta t}\{F\}^{(0)} = {}^t\{F\}$, де $\{\Delta R\}^{(i-1)}$ – вектор неврівноваженого навантаження на повторі (i) ; ${}^{t+\Delta t}\{F\}^{(i-1)}$ – вектор вузлових сил на повторі $(i-1)$; $\{\Delta U\}^{(i)}$ – вектор інкрементних вузлових переміщень на повторі (i) ; ${}^{t+\Delta t}\{U\}^{(i-1)}$ – вектор повного переміщення на повторі (i) ; ${}^{t+\Delta t}[K]^{(i)}$ – матриця Якобіана (дотична жорсткість) на повторі (i) .

Процедура нелінійного динамічного дослідження. Вона базується на частотних дослідженнях. Програмне забезпечення розраховує реакцію моделі за допомогою сумування впливів кожної моди (функції, рівняння) на навантаження. У тих випадках, коли лінійне динамічне дослідження створює помилкові результати, такі як порушення припущень, на які він спирається, використовується нелінійне динамічне дослідження, яке базується на ітераційному методі управління навантаженням. Цей метод використовується також для вирішення задач з нелінійністю, що викликана поведінкою матеріалу, великими переміщеннями і умовами контакту.

В нелінійному динамічному дослідженні рівняння рівноваги динамічної системи на часовому проміжку $t + \Delta t$ буде мати вигляд [94]:

$$[M]^{t+\Delta t} \{\ddot{U}\}^{(i)} + [C]^{t+\Delta t} \{\dot{U}\}^{(i)} + [K]^{t+\Delta t} [\Delta U]^{(i)} = {}^{t+\Delta t} \{R\} - {}^{t+\Delta t} \{F\}^{(i-1)}, \quad (2.10)$$

де ${}^{t+\Delta t} \{R\}^{(i)}$ – вектор зовнішніх прикладених вузлових навантажень на повторі (i) ; ${}^{t+\Delta t} [\Delta U]^{(i)}$ – вектор зростаючих вузлових переміщень на повторі (i) ; ${}^{t+\Delta t} \{\dot{U}\}^{(i)}$ – вектор повної швидкості на повторі (i) ; ${}^{t+\Delta t} \{\ddot{U}\}^{(i)}$ – вектор повного прискорення на повторі (i) .

Використовуючи схеми інтегрування неявного часу та ітераційні методи Ньютона, рівняння (2.10) матиме вигляд: ${}^{t+\Delta t} [\bar{K}]^{(i)} \{\Delta U\}^{(i)} = {}^{t+\Delta t} \{\bar{R}\}^{(i)}$, де ${}^{t+\Delta t} [\bar{K}]^{(i)} = {}^{t+\Delta t} [K]^{(i)} + a_0 [M] + a_1 [C]$ – матриця ефективної жорсткості; ${}^{t+\Delta t} \{\bar{R}\}^{(i)}$ – вектор ефективного навантаження:

$$\begin{aligned} {}^{t+\Delta t} \{\bar{R}\}^{(i)} = & {}^{t+\Delta t} \{R\} - {}^{t+\Delta t} \{F\}^{(i-1)} + [M](-a_0({}^{t+\Delta t} \{U\}^{(i-1)} - {}^t \{U\}) + a_2 {}^t \{\dot{U}\} + a_3 {}^t \{\ddot{U}\}) + \\ & + [C](-a_1({}^{t+\Delta t} \{U\}^{(i-1)} - {}^t \{U\}) + a_4 {}^t \{\dot{U}\} + a_5 {}^t \{\ddot{U}\}), \end{aligned}$$

де a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 і a_5 – константи неявних методів інтегрування.

Є різні схеми виконання вищезазначених повторів (ітерацій) ("Алгоритм Ньютона-Рафсона" (NR) та "Змінний алгоритм Ньютона-Рафсона" (MNR)), які представлені на рисунку 2.25.

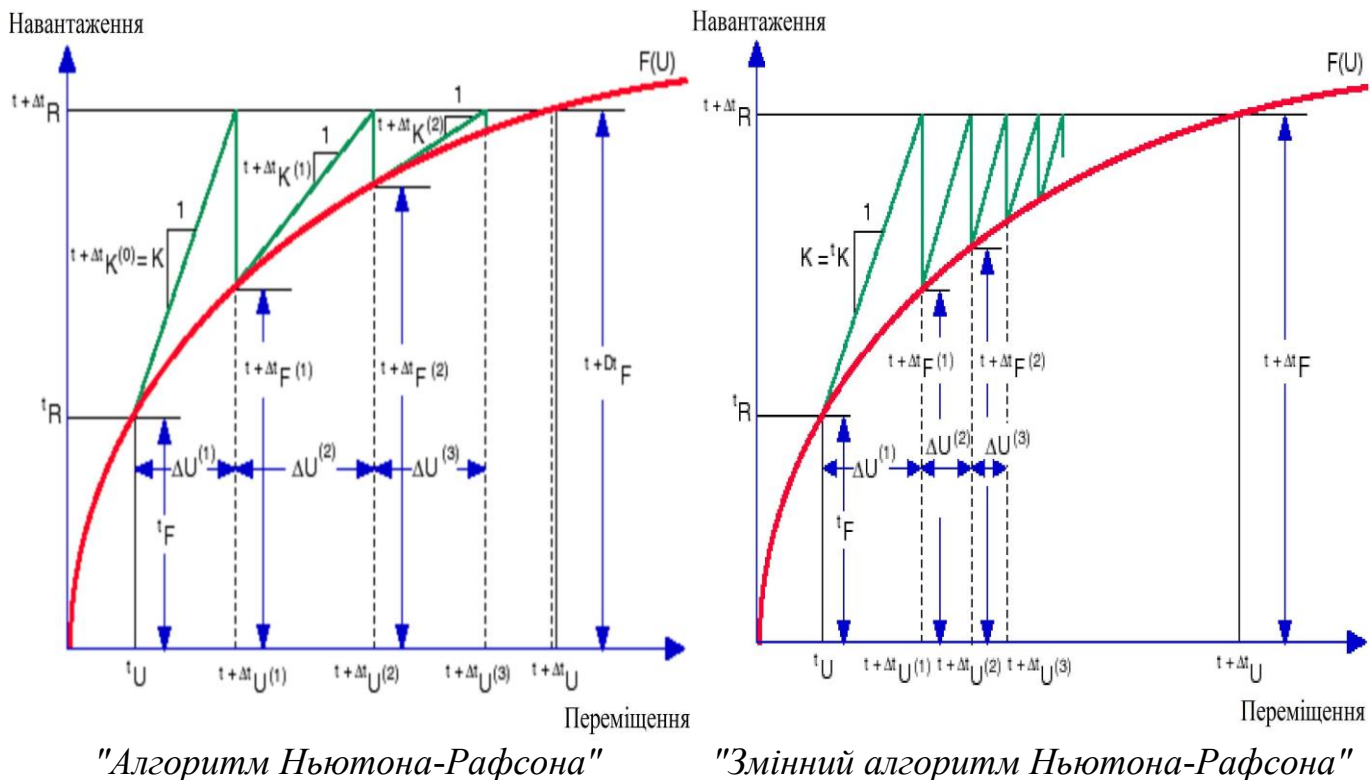


Рисунок 2.25 – Схеми розкладу матриці дотичної жорсткості

Метод Ньютона, *"Алгоритм Ньютона"* (також відомий як метод дотичних) – це ітераційний чисельний метод знаходження кореня (нуля) заданої функції. Пошук рішення здійснюється шляхом побудови послідовних наближень. Він заснований на принципах простої ітерації.

Метод володіє квадратичною збіжністю та використовується для вирішення задач оптимізації, в яких потрібно визначити нуль першої похідної або градієнт в багатовимірному просторі.

Ітераційна схема "NR" виконання повторів. У цьому алгоритмі матриця дотичної жорсткості утворюється і розкладається на кожному повторі всередині певного кроку. "NR" має високий ступінь збіжності результатів.

Ітераційна схема "MNR" виконання повторів. У цьому алгоритмі матриця дотичної жорсткості утворюється і розкладається на початку кожного кроку (або як задано користувачем) і використовується протягом усіх повторів.

У схемах "NR" та "MNR" помилка округлення не накопичується. Загальна помилка округлення дорівнює помилці, яка виникає в останній ітерації, і не залежить від арифметичних операцій, що виконувалися в попередніх ітераціях.

Для інкрементної процедури, заснованої на ітераційних методах, слід забезпечити ефективні схеми закінчення роботи. В кінці кожного повтору збіжність слід оцінювати в межах реалістичних допусків.

Критерії збіжності для завершення ітераційного процесу:

1. *Збіжність переміщення.* Критерій заснований на збільшеннях переміщень під час повторів: $\left| \{\Delta U\}^{(i)} \right| < \varepsilon_d \left| {}^{t+\Delta t}\{U\}^{(i)} \right|$, де ε_d – допуск переміщення.

2. *Збіжність сили.* Критерій заснований на незрівноважених (залишкових) навантаженнях під час повторів. Потрібно, щоб норма вектору залишкового навантаження була в межах допуску ε_f приросту прикладеного навантаження: $\left| {}^{t+\Delta t}\{R\} - {}^{t+\Delta t}\{F\}^{(i)} \right| < \varepsilon_f \left| {}^{t+\Delta t}\{R\} - {}^t\{F\} \right|$.

3. *Збіжність енергії.* Критерій приросту внутрішньої енергії під час кожного повтору, яка дорівнює роботі, виконаній залишковими силами під час інкрементного

переміщення: $\left(\{\Delta U\}^{(i)}\right)^T \left(\{R\}^{t+\Delta t} - \{F\}^{(i-1)}\right) < \varepsilon_e \left(\{\Delta U\}^{(1)}\right)^T \left(\{R\}^{t+\Delta t} - \{F\}\right)$, де ε_e – допуск енергії.

SolidWorks Motion використовує метод кулонівського тертя (Згідно закону Кулона максимальна сила тертя спокою пропорційна силі тиску однієї поверхні при контакті з іншою) рисунок 2.26. Згідно даного метода сили тертя розраховуються на основі чотирьох констант:

- швидкість динамічного тертя (швидкість, під час якої динамічне тертя стає постійним);
- коефіцієнт динамічного тертя (константа, яка використовується для розрахунку сил тертя, коли тіло не знаходиться в стані спокою);
- швидкість статичного тертя (швидкість, під час якої відбувається перехід нерухомого компонента в рухомий компонент);
- коефіцієнт статичного тертя (константа, яка використовується для розрахунку сил тертя, коли тіло знаходиться в стані спокою).

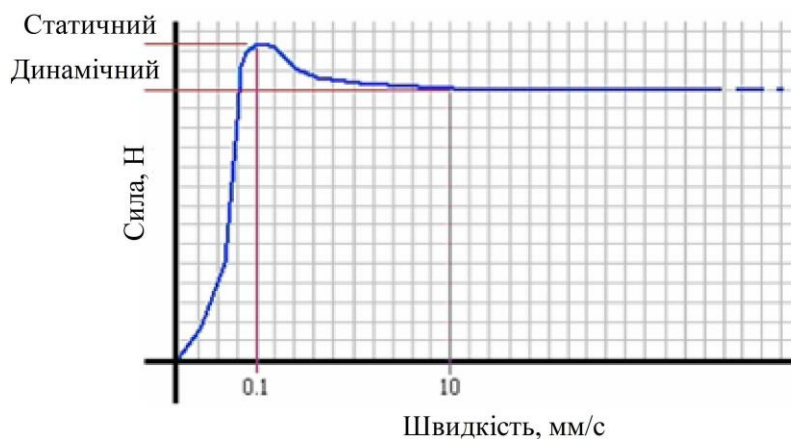


Рисунок 2.26 – Зміна сили статичного та динамічного тертя

Значення констант присвоюються автоматично, в залежності від матеріалу вузла (деталі), але можуть бути змінені власноруч користувачем.

Сила контакту між двома контактними парами, деталями:

$$F_n = k \cdot (g^e) + K_{\text{рок}}(g, 0, 0, d_{\text{MAX}}, c_{\text{MAX}}) \cdot dg/dt,$$

де k – жорсткість матеріалу на границі взаємодії між двома контактуючими деталями; g – проникнення однієї геометрії тіла в іншу; e – показник передбачуваної експоненціальної сили в порівнянні із зміщеною моделлю; d_{MAX} – граничне

проникнення; c_{MAX} – максимальне демпфірування на границі взаємодії; dg/dt – швидкість проникнення в точці контакту.

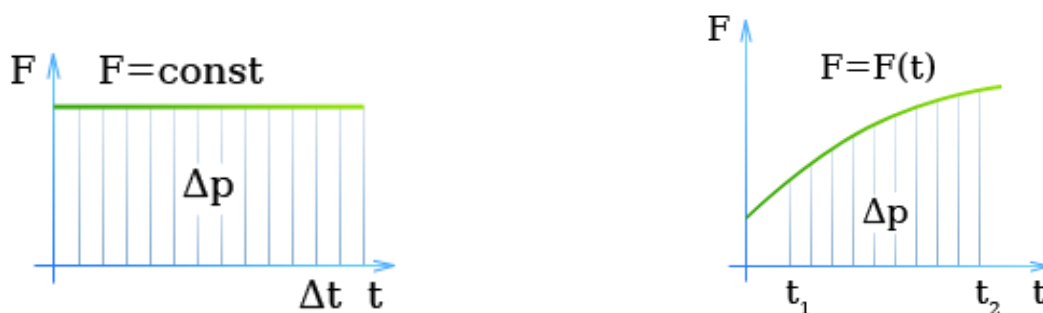
Імпульс сили – це зміна імпульсу (кількості руху) тіла. Він обумовлений прискоренням (змінною швидкістю) або дією сили та дорівнює інтегралу від сили, яка змінюється з часом:

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} = m \frac{\Delta \vec{u}}{\Delta t}$$

$$\Delta \vec{p} = m \cdot \vec{u} = \vec{F} \cdot \Delta t, \quad (2.11)$$

де F – постійна сила, яка прискорює тіло, Н; Δu – зміна швидкості тіла, м/с; Δt – тривалість дії сили, с; Δp – зміна імпульсу тіла (імпульс сили), Н·с (кг·м/с).

Формула (2.11) справедлива тільки у тому випадку, коли сила F не змінюється з часом Δt (рис. 2.27, а).



а) сила, що не змінюється з часом

б) сила, що змінюється з часом

Рисунок 2.27 – Імпульс сили

Якщо сила F змінюється з часом (рис. 2.27, б) формула (2.11) матиме вигляд:

$$\Delta \vec{p} = m \cdot \vec{u} = \int_{t_1}^{t_2} \vec{F} dt$$

Момент сил тертя кочення. Визначимо для рухомого циліндра гальмівний момент обертального руху тіла. Якщо розглянути цей момент відносно центру обертального колеса (наприклад, колеса автомобіля) то він дорівнюватиме добутку гальмівного осевого зусилля на радіус колеса. Відносно точки контакту рухомого тіла з землею момент дорівнюватиме добутку тягового зусилля, що врівноважує сили тертя, на радіус колеса (рис. 2.28, а).



Рисунок 2.28 – Момент обертального руху тіла

$$M_t = F_{t(k)} \cdot R = F \cdot R,$$

де $F_{t(k)}$ – сила тертя кочення, Н; R – радіус тіла кочення, м; F – тягове зусилля, Н.

З іншого боку, момент сили тертя дорівнює добутку сили нормального тиску N на плече довжиною, що дорівнює коефіцієнту тертя кочення f (рис. 2.28, б):

$$M_t = f \cdot N$$

Обертальний момент двигуна. За паспортними даними електродвигуна можна визначити його обертальний момент і зусилля, яке розвиває ротор (рис. 2.29).

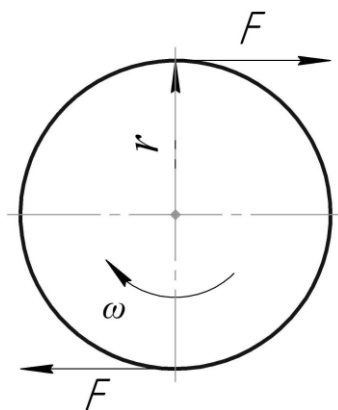


Рисунок 2.29 – Пара сил, яка діє на ротор електродвигуна

На рисунку 2.29 показано, яким чином зусилля у вигляді пари сил F прикладене до ротора радіуса r , який обертається. Обертальний момент $M_{об}$ – міра цього зусилля, що змінює кутову швидкість ω . Між потужністю електродвигуна P (Вт), кутовою швидкістю ω (рад/с), силою F (Н), радіусом ротора r (м) і обертальним моментом $M_{об}$ (Н·м) існує наступна залежність:

$$M_{об} = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{(\pi \cdot n / 30)} = \frac{30P}{\pi \cdot n} \approx \frac{9,55 \cdot P}{n},$$

де n – частота обертання електродвигуна, хв^{-1} .

Обертальний момент асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором змінюється в залежності від частоти обертання ротора по кривій, представлений на рисунку 2.30, де зображені три величини обертального моменту електродвигуна, які мають практичне значення: номінальний момент M_H , який розвиває електродвигун в номінальному режимі роботи; пусковий момент M_{Π} , який відповідає умовам пуску; максимальний момент M_M , який розвиває електродвигун при частоті обертання, меншій за номінальну, і відповідає критичній частоті обертання n_{KP} .

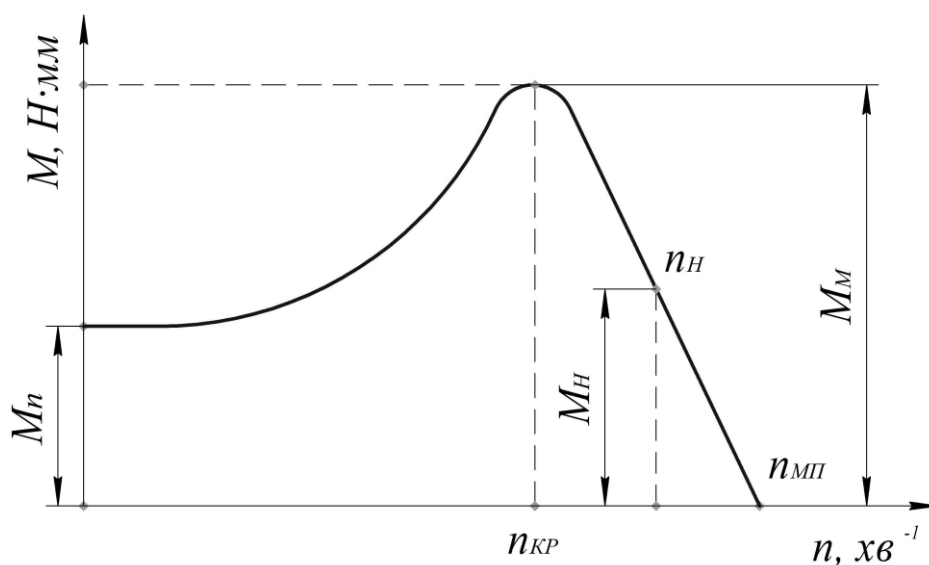


Рисунок 2.30 – Зміна пускового і максимального моментів асинхронного електродвигуна залежно від частоти обертання

Максимальний момент визначає перевантажувальну здатність електродвигуна. При перевантаженні, яке більше за максимальний момент, електродвигун знижує свою частоту обертання ($n < n_{KP}$), входить в нестійкий режим роботи і зупиняється. Усталений режим роботи двигуна в області від $n_{M\Pi}$ до n_{KP} можна відновити, лише знявши частину навантаження з ротора.

Необхідна потужність електродвигуна. Потужність на вихідному валу привода $P_{ВИХ}$ (Вт) можна розрахувати за формулою:

$$P_{ВИХ} = F_t \cdot R_p \cdot \omega_{ВИХ},$$

де F_t — колове зусилля, Н; R_p — радіус ротора, м; $\omega_{ВИХ}$ — кутова швидкість на вихідному валу привода, с^{-1} .

Загальна кінетична енергія. Як відомо, щоб надати тілу прискорення і змусити його рухатися з певною швидкістю, необхідно виконати роботу, яка накопичується у вигляді кінетичної енергії тіла.

Кінетична енергія тіла W_k (енергія руху) записується у вигляді:

$$W_k = m \cdot a \cdot s = \frac{1}{2} m \cdot u^2,$$

де s – переміщення тіла, м; u – швидкість тіла, м/с; a – прискорення тіла, м/с².

Зміна величини швидкості від u_1 до u_2 призводить до зміни кінетичної енергії:

$$\Delta W_k = \frac{m}{2} (u_2^2 - u_1^2)$$

Під час аналізу руху механізмів в конфігурації "SolidWorks Premium" є можливість враховувати тертя в контактних парах та визначати зміну його моменту сили. Коефіцієнти тертя присвоюються автоматично залежно від матеріалів, зазначених для кожного набору контактів. Ці коефіцієнти, при необхідності, можна вводити самостійно.

Застосування базової конфігурації "SolidWorks Premium" в повній мірі забезпечує можливість комплексного дослідження кінематики, динаміки та напружено-деформованого стану елементів багатомасової ланцюгової передачі, оскільки математична модель процедур дослідження враховує всі фактори, які впливають на елементи передачі та сам привод.

2.4 Дослідження та порівняльний аналіз кінематики та динаміки 2-х, 3-х та 6-ти масових ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні їх елементів

Дослідження та аналіз кінематики двохмасового ланцюгового привода в металевому виконанні

На основі вище розглянутого алгоритму побудови створимо 3D модель двохмасової ланцюгової передачі за такими параметрами: кількість зубців ведучої зірочки $z_1 = 23$; кількість зубців веденої зірочки $z_2 = 43$; профіль зубця "зі зміщенням"; клас точності зірочки "А"; позначення ланцюга PP-15,875-2300-1; міжосьова відстань 560 мм; кут нахилу лінії центрів "0" (рис. 2.31) [65].

Під час 3D проектування використаємо параметри та якісні характеристики зірочок ланцюгової передачі по *ГОСТ 591-69*; ланцюг – по *ГОСТ 13568-97*, що відповідає *ISO 606-94*.

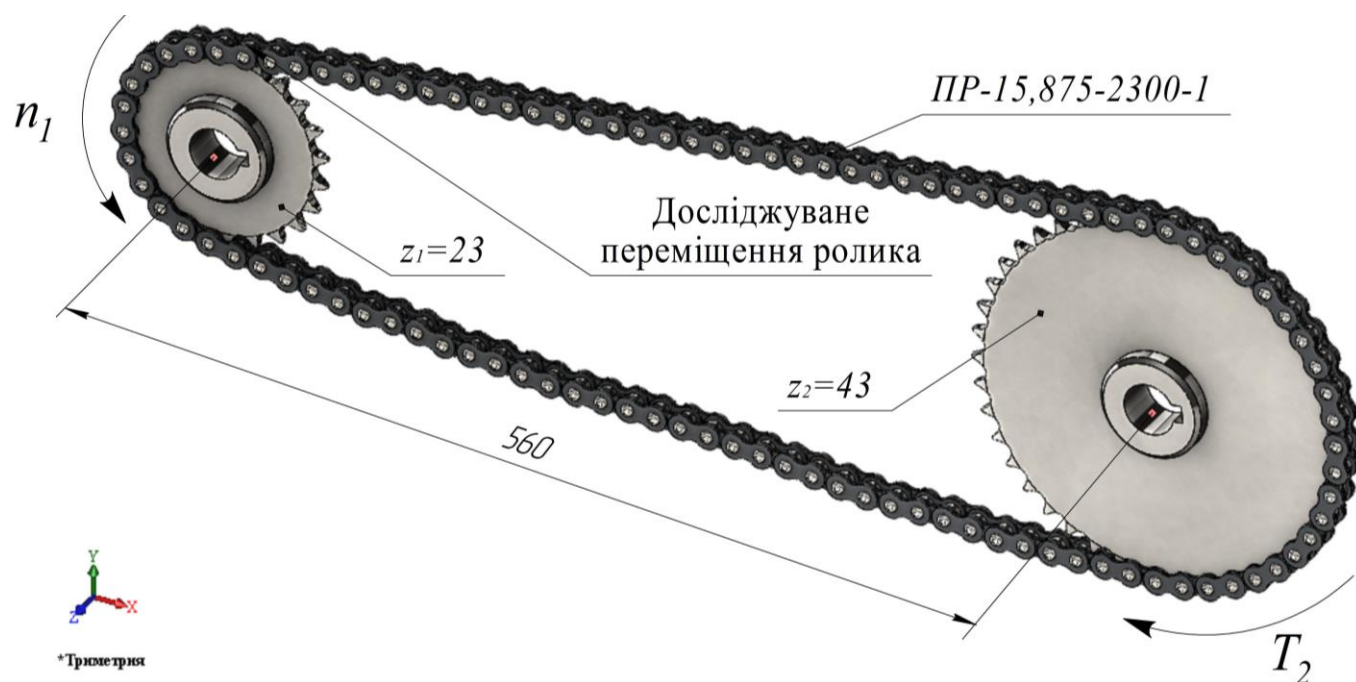


Рисунок 2.31 – 3D модель двохмасової ланцюгової передачі

Задамо частоту обертання ведучої зірочки проти годинникової стрілки ($n_1 = 500 \text{ хв}^{-1}$) та момент опору веденої зірочки ($T_2 = 114,94 \text{ Н}\cdot\text{м}$). Дослідження буде відбуватись на проміжку часу від 0 – 4 секунд. Зауважимо, що сила земного тяжіння ($g = 9,80665 \text{ м/с}^2$) направлена в напрямку, протилежному осі Y .

Охарактеризуємо час дослідження руху всього 3D механізму: від 0 до 1 секунди ведуча зірочка ланцюгової передачі поступово починає набирати оберти ($0\text{--}500\text{хв}^{-1}$); від 1 до 3 секунд – привід переходить в усталений режим роботи; від 3 до 4 секунд ведуча зірочка поступово зменшує оберти ($500 - 0 \text{ хв}^{-1}$).

Після закінчення розрахунку виберемо довільний ролик ланцюга (рис. 2.31) та побудуємо графіки переміщень, швидкостей та прискорень відносно координатних осей (рис. 2.32 – 2.37).

Проаналізуємо криві лінійного переміщення, швидкості та прискорення ролика ланцюга по координатних осях.

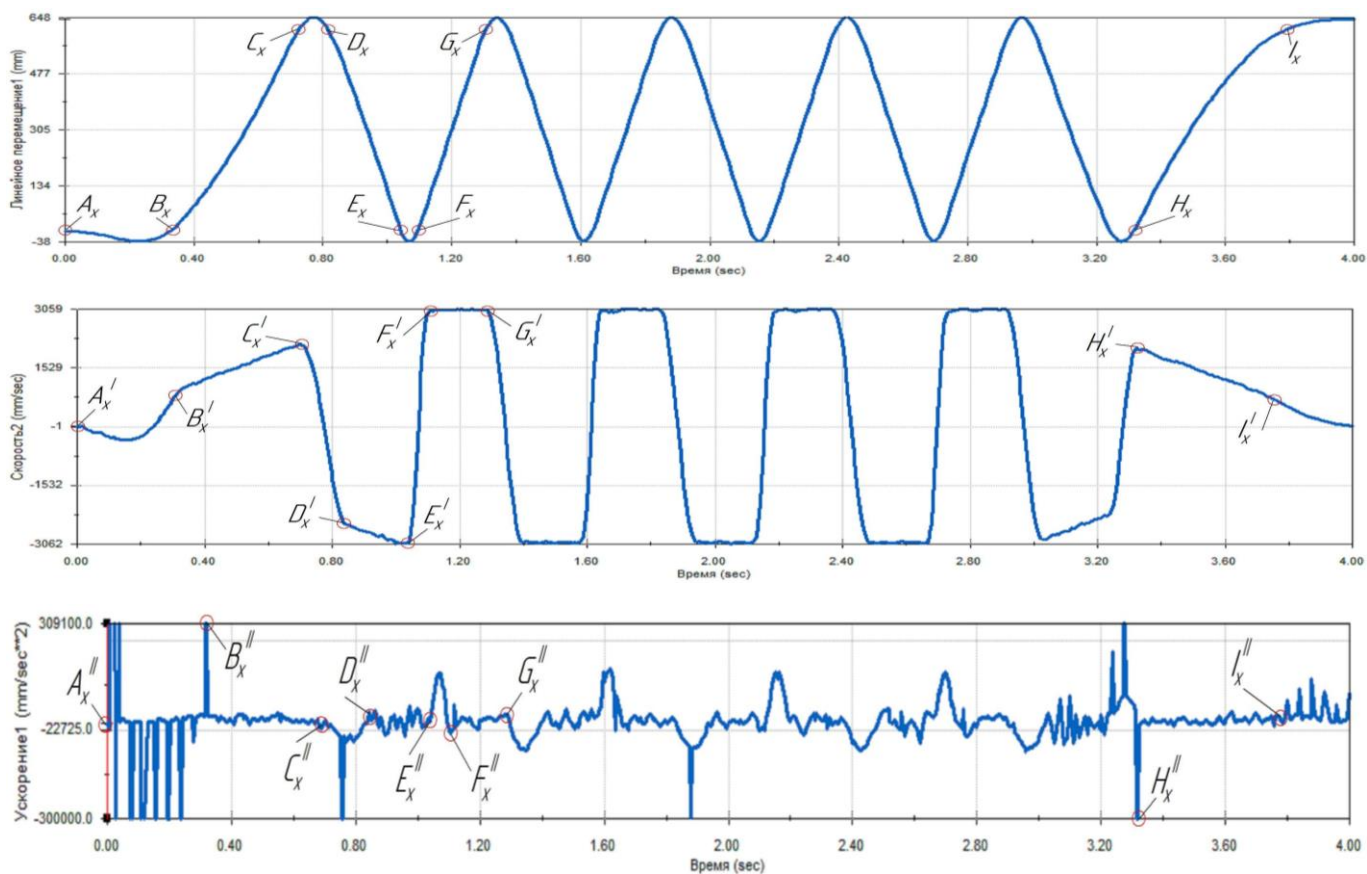


Рисунок 2.32 – Лінійне переміщення, швидкість та прискорення ролика ланцюга по осі X

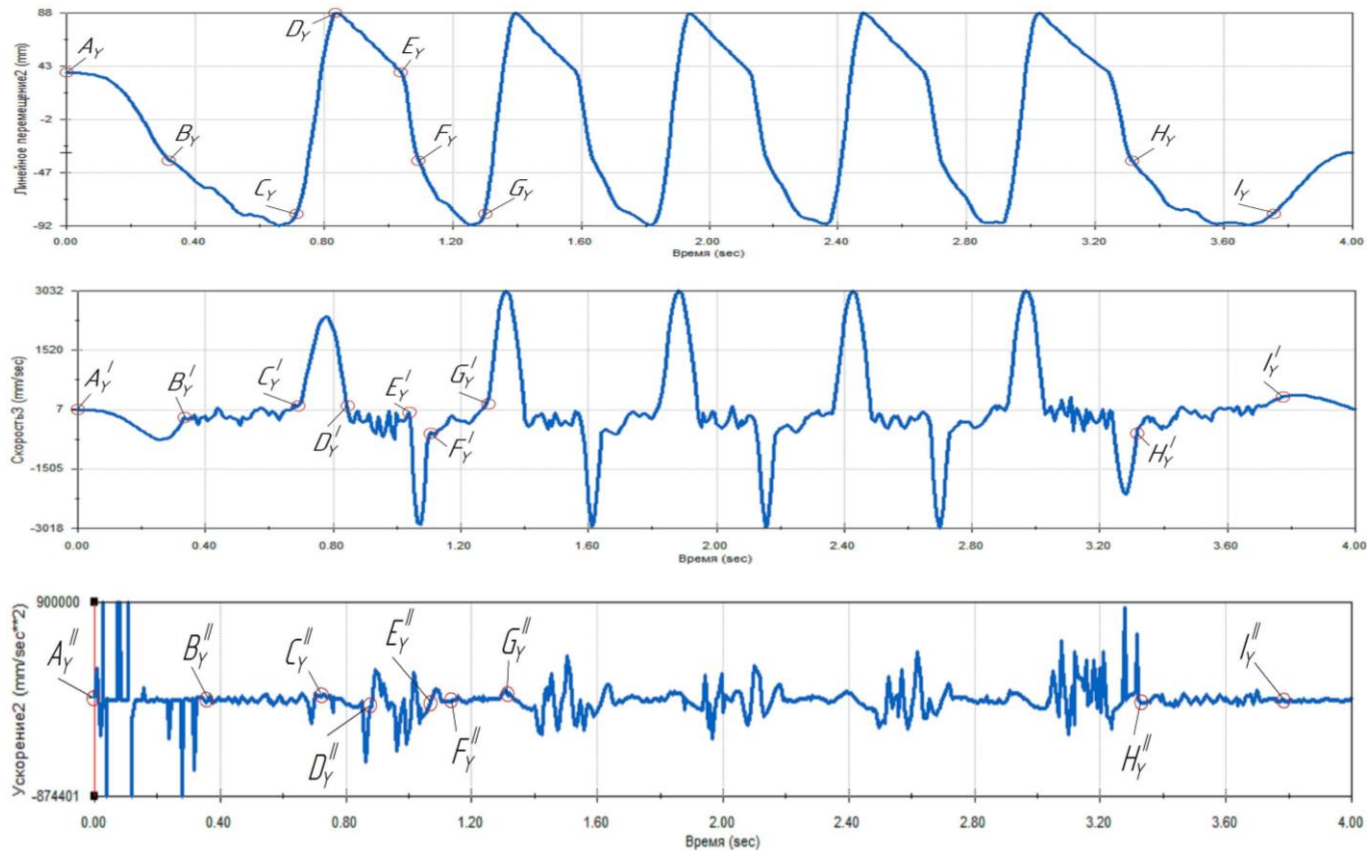


Рисунок 2.33 – Лінійне переміщення, швидкість та прискорення ролика ланцюга по осі Y

На графіках (рис. 2.32 – 2.34) позначені точки, які ділять криву кожного з графіків на відрізки, що характеризують розташування ролика ланцюга.

В точках $A_X, E_X, A'_X, E'_X, A''_X, E''_X, A_Y, E_Y, A'_Y, E'_Y, A''_Y, E''_Y, A_Z, E_Z, A'_Z, E'_Z, A''_Z, E''_Z$ ролик входить в зачеплення з ведучою зірочкою, а на відрізках $A_X B_X, E_X F_X, A'_X B'_X, E'_X F'_X, A''_X B''_X, E''_X F''_X, A_Y B_Y, E_Y F_Y, A'_Y B'_Y, E'_Y F'_Y, A''_Y B''_Y, E''_Y F''_Y, A_Z B_Z, E_Z F_Z, A'_Z B'_Z, E'_Z F'_Z, A''_Z B''_Z, E''_Z F''_Z$ він контактує з нею, і в точках $B_X, F_X, H_X, B'_X, F'_X, H'_X, B''_X, F''_X, H''_X, B_Y, F_Y, H_Y, B'_Y, F'_Y, H'_Y, B''_Y, F''_Y, H''_Y, B_Z, F_Z, H_Z, B'_Z, F'_Z, H'_Z, B''_Z, F''_Z, H''_Z$ виходить з контакту.

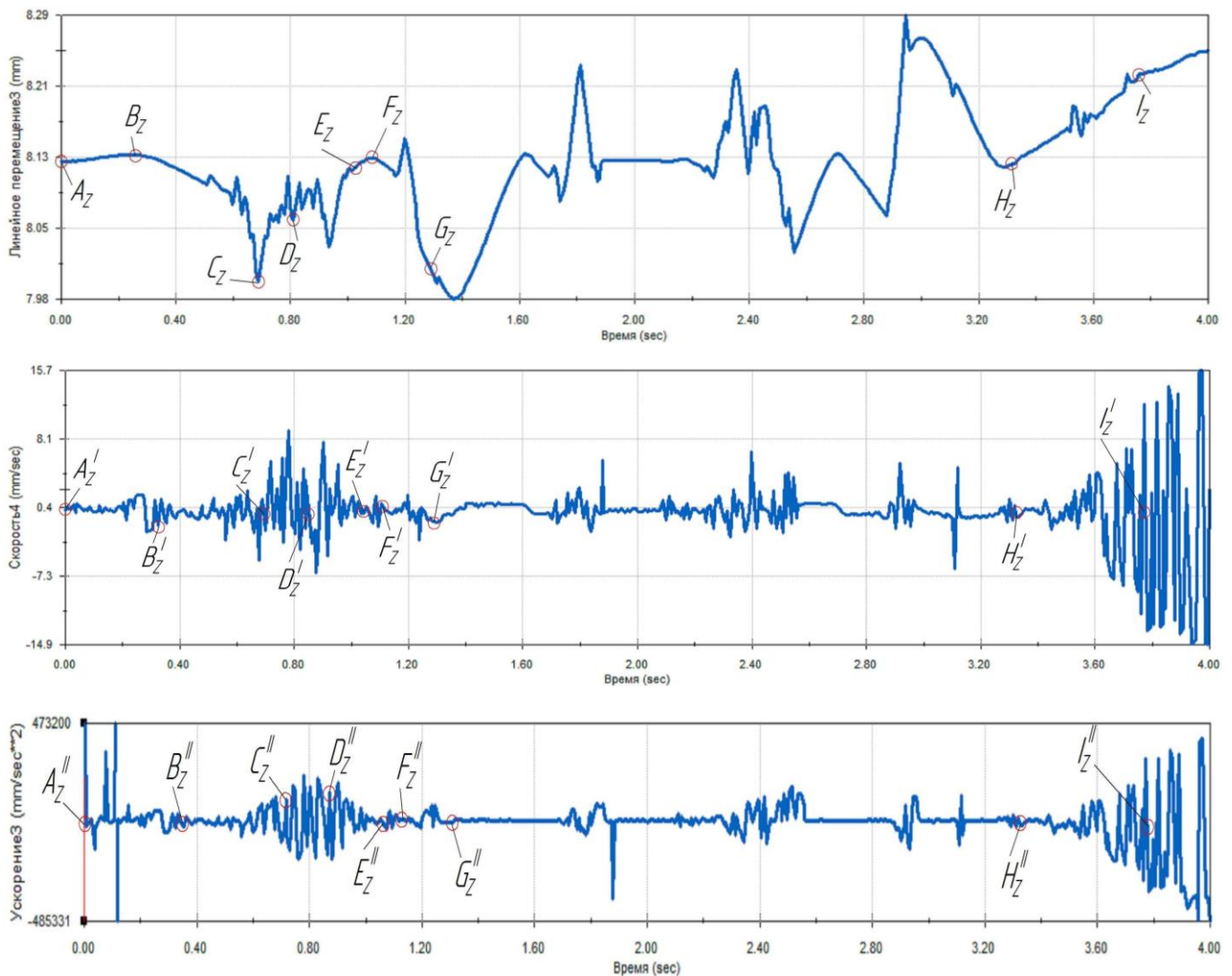


Рисунок 2.34 – Лінійне переміщення, швидкість та прискорення ролика ланцюга по осі Z

На відрізках $B_X C_X, F_X G_X, H_X I_X, B'_X C'_X, F'_X G'_X, H'_X I'_X, B''_X C''_X, F''_X G''_X, H''_X I''_X, B_Y C_Y, F_Y G_Y, H_Y I_Y, B'_Y C'_Y, F'_Y G'_Y, H'_Y I'_Y, B''_Y C''_Y, F''_Y G''_Y, H''_Y I''_Y, B_Z C_Z, F_Z G_Z, H_Z I_Z, B'_Z C'_Z, F'_Z G'_Z, H'_Z I'_Z, B''_Z C''_Z, F''_Z G''_Z, H''_Z I''_Z$ ролик ланцюга переміщується по веденій вітці ланцюга,

а в точках $C_X, G_X, I_X, C'_X, G'_X, I'_X, C''_X, G''_X, I''_X, C_Y, G_Y, I_Y, C'_Y, G'_Y, I'_Y, C''_Y, G''_Y, I''_Y, C_Z, G_Z, I_Z, C'_Z, G'_Z, I'_Z, C''_Z, G''_Z, I''_Z$ з веденої вітки ланцюгового контуру входить в зачеплення з веденою зірочкою. На відрізках $C_X D_X, C'_X D'_X, C''_X D''_X, C_Y D_Y, C'_Y D'_Y, C''_Y D''_Y, C_Z D_Z, C'_Z D'_Z, C''_Z D''_Z$ ролик ланцюга контактує з веденою зірочкою, а в точках $D_X, D'_X, D''_X, D_Y, D'_Y, D''_Y, D_Z, D'_Z, D''_Z$ він виходить з контакту з веденою зірочкою. На відрізках $D_X E_X, D'_X E'_X, D''_X E''_X, D_Y E_Y, D'_Y E'_Y, D''_Y E''_Y, D_Z E_Z, D'_Z E'_Z, D''_Z E''_Z$ ролик ланцюга переміщується по ведучій вітці ланцюга.

Криві графіків лінійного переміщення, швидкості та прискорення ролика ланцюга по осях X та Y змінюються періодично при усталеному русі ланцюгової передачі (рис. 2.32, 2.33). Спостерігається також періодичність зміни кривих при усталеному русі лінійної швидкості та прискорення ролика ланцюга по осі Z (рис. 2.34).

З графіка лінійного переміщення ролика по осі X видно, що довжини дуг $C_X D_X, E_X F_X$ відповідають діаметрам ведучої та веденої зірочок на шкалі часу, тобто по шкалі часу можна судити про місцезнаходження шарніра ланцюга на ведучій та веденій зірочках. При цьому всі верхні піки кривих відповідають періодичному розташуванню ролика на веденій зірочці, а всі нижні піки – періодичному розташуванню ролика на ведучій зірочці.

На графіку лінійної швидкості ролика по осі X видно, що, проходячи по вітках ланцюгового контуру (відрізки $D'_X E'_X$ та $F'_X G'_X$), ролик ланцюга здійснює поздовжні коливання.

З графіка лінійного прискорення ролика по осі X видно, що максимальні нижні піки відповідають прискоренням ролика на ведучій зірочці, а верхні – на веденій.

На графіку лінійного переміщення ролика по осі Y видно, що довжини кривих $C_Y D_Y, E_Y F_Y$ є підтвердженням того, що діаметри ведучої та веденої зірочок різні. При цьому всі верхні піки кривої відповідають періодичному виходу з контакту ролика з веденою зірочкою (точка D_Y), а всі нижні піки (точка C_Y) – періодичному входженню в контакт з веденою зірочкою.

З графіка лінійної швидкості ролика по осі Y прослідковується чітко виражена періодичність коливань ролика ланцюга. Верхні піки кривої графіка відповідають

розташуванню ролика ланцюга на веденій зірочці, аналогічно нижні піки – на ведучій зірочці. При цьому менші величини нижніх піків відповідають меншій кількості зубців ведучої зірочки, а більші величини верхніх піків відповідають більшій кількості зубців веденої зірочки.

Графік лінійного прискорення ролика по осі Y підтверджує, що амплітуди лінійних коливань ролика більші у ведучій вітці ланцюга.

Зазначимо, що програмний комплекс "SolidWorks" має в своєму складі розрахунок випадкових коливань. Власне графіки лінійного переміщення, швидкості та прискорення ролика ланцюга по осі Z і є відображенням цих розрахунків.

Проаналізуємо графіки лінійної швидкості та прискорення ролика ланцюга по осі Z . На графіках швидкості та прискорення ролика (рис. 2.34) криві показують, що найбільше переміщення ролика виникає при контакті з веденою зірочкою в момент пуску та гальмування ланцюгової передачі.

Проведемо аналіз кривих кутового переміщення, швидкості та прискорення ролика ланцюга по координатних осях.

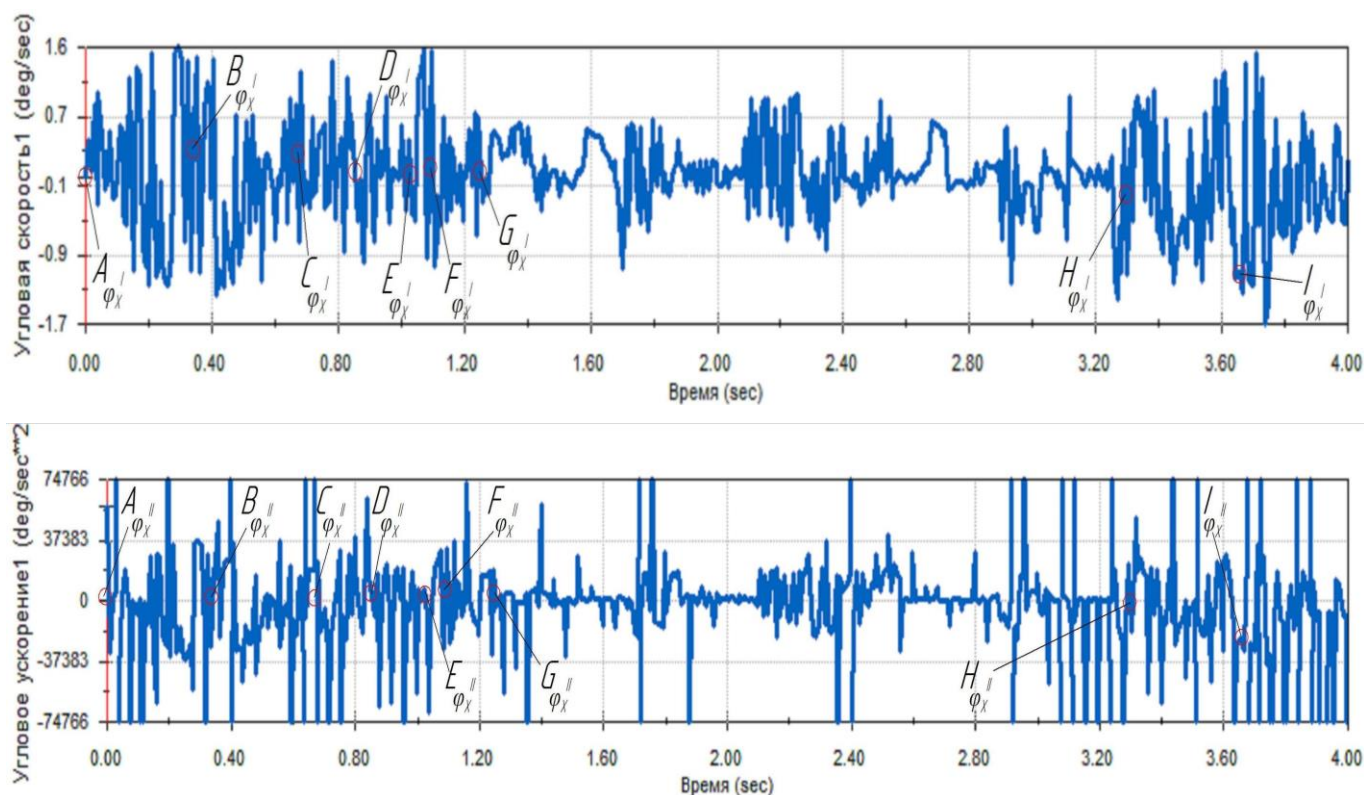


Рисунок 2.35 – Кутова швидкість та кутове прискорення ролика ланцюга відносно осі X

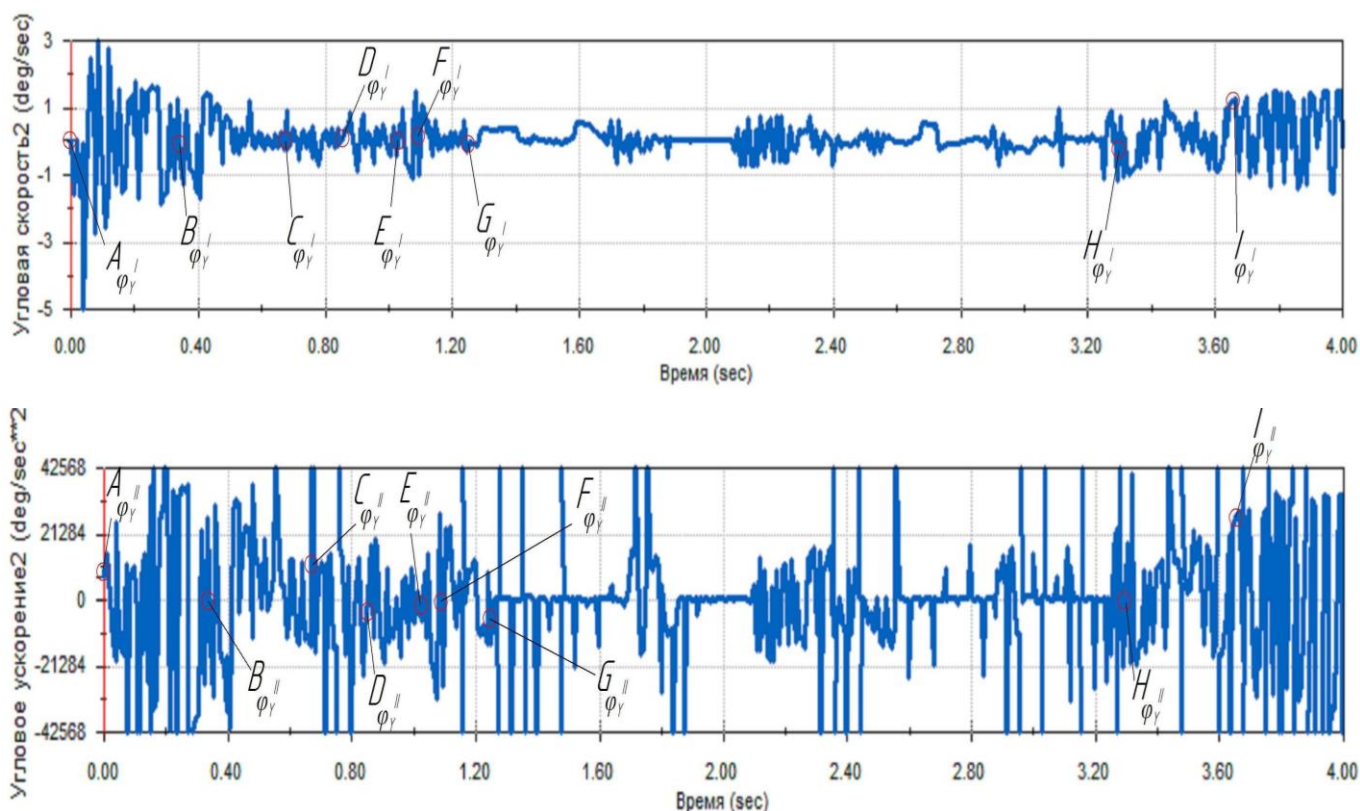


Рисунок 2.36 – Кутова швидкість та прискорення ролика ланцюга відносно осі Y

На жаль, побудову графіків кутових переміщень відносно осей X та Y програмний комплекс "SolidWorks" не виконує, але виконує побудову їх швидкостей та прискорень.

На графіках (рис. 2.35 – 2.37) позначені точки, які ділять криву кожного з графіків на відрізки, що характеризують розташування ролика ланцюга.

В точках $A\varphi_Z$, $E\varphi_Z$, $A\varphi'_Y$, $E\varphi'_Y$, $A\varphi''_Y$, $E\varphi''_Y$, $A\varphi'_Z$, $E\varphi'_Z$, $A\varphi''_Z$, $E\varphi''_Z$ ролик входить в зачеплення з ведучою зірочкою, а на відрізках $A\varphi_ZB\varphi_Z$, $E\varphi_ZF\varphi_Z$, $A\varphi'_XB\varphi'_X$, $E\varphi'_XF\varphi'_X$, $A\varphi''_XB\varphi''_X$, $E\varphi''_XF\varphi''_X$, $A\varphi'_YB\varphi'_Y$, $E\varphi'_YF\varphi'_Y$, $A\varphi''_YB\varphi''_Y$, $E\varphi''_YF\varphi''_Y$, $A\varphi'_ZB\varphi'_Z$, $E\varphi'_ZF\varphi'_Z$, $A\varphi''_ZB\varphi''_Z$, $E\varphi''_ZF\varphi''_Z$ контактує з нею.

В точках $B\varphi_Z$, $F\varphi_Z$, $B\varphi'_X$, $F\varphi'_X$, $B\varphi''_X$, $F\varphi''_X$, $B\varphi'_Y$, $F\varphi'_Y$, $B\varphi''_Y$, $F\varphi''_Y$, $B\varphi'_Z$, $F\varphi'_Z$, $B\varphi''_Z$, $F\varphi''_Z$ ролик виходить з контакту з ведучою зірочкою, на відрізках $B\varphi_ZC\varphi_Z$, $F\varphi_ZG\varphi_Z$, $H\varphi_ZI\varphi_Z$, $B\varphi'_XC\varphi'_X$, $F\varphi'_XG\varphi'_X$, $H\varphi'_XI\varphi'_X$, $B\varphi''_XC\varphi''_X$, $F\varphi''_XG\varphi''_X$, $H\varphi''_XI\varphi''_X$, $B\varphi'_YC\varphi'_Y$, $F\varphi'_YG\varphi'_Y$, $H\varphi'_YI\varphi'_Y$, $B\varphi''_YC\varphi''_Y$, $F\varphi''_YG\varphi''_Y$, $H\varphi''_YI\varphi''_Y$, $B\varphi'_ZC\varphi'_Z$, $F\varphi'_ZG\varphi'_Z$, $H\varphi'_ZI\varphi'_Z$, $B\varphi''_ZC\varphi''_Z$, $F\varphi''_ZG\varphi''_Z$, $H\varphi''_ZI\varphi''_Z$ переміщується по веденій вітці ланцюга, і в точках $C\varphi_Z$, $G\varphi_Z$, $I\varphi_Z$, $C\varphi'_X$, $G\varphi'_X$, $I\varphi'_X$, $C\varphi''_X$, $G\varphi''_X$, $I\varphi''_X$, $C\varphi'_Y$, $G\varphi'_Y$, $I\varphi'_Y$, $C\varphi''_Y$, $G\varphi''_Y$, $I\varphi''_Y$, $C\varphi'_Z$, $G\varphi'_Z$, $I\varphi'_Z$, $C\varphi''_Z$,

$G\varphi''_z$, $I\varphi''_z$ ролик з веденої вітки ланцюгового контуру входить в зачеплення з веденою зірочкою.

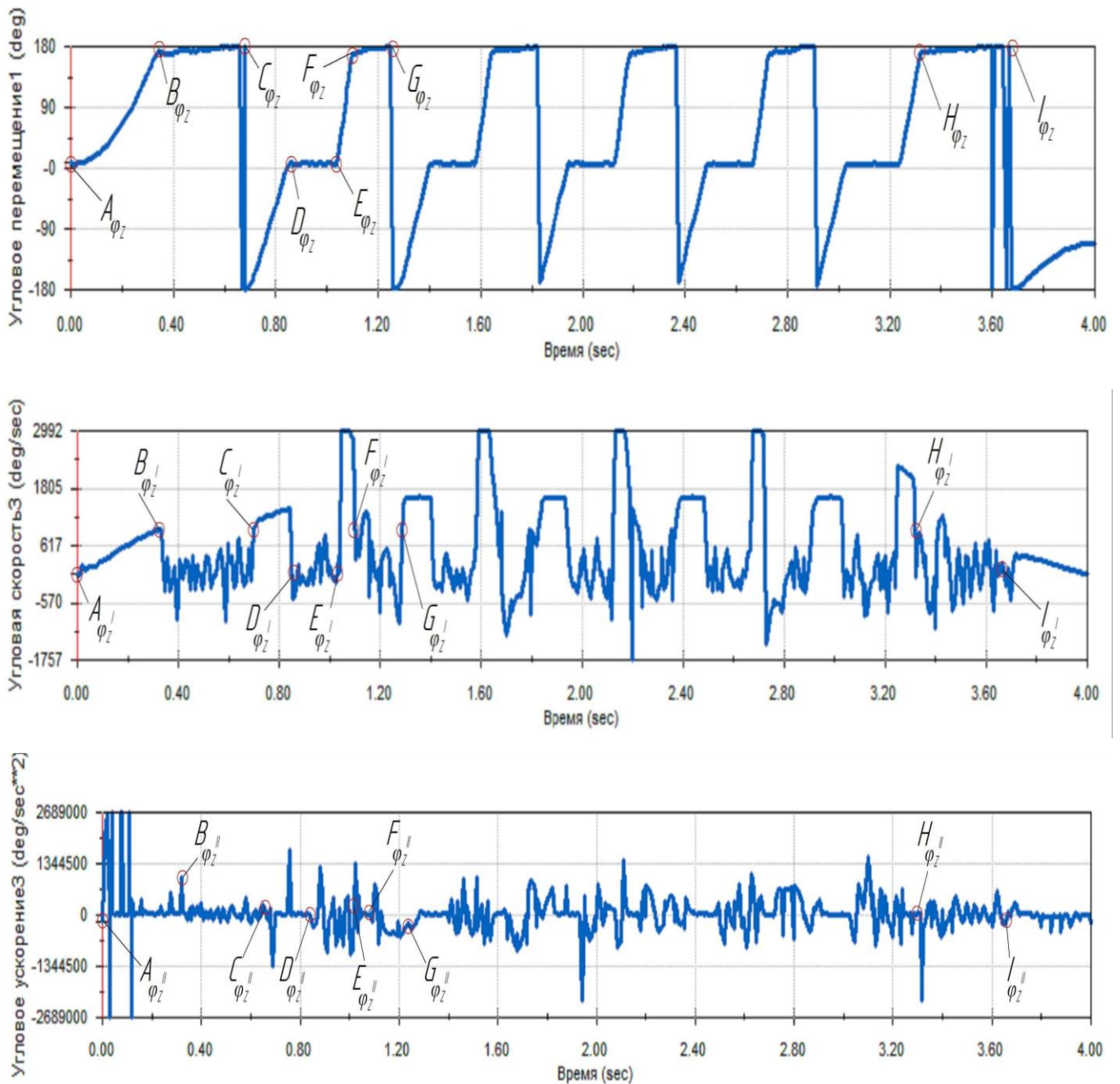


Рисунок 2.37 – Кутове переміщення, швидкість та прискорення ролика ланцюга відносно осі Z

На відрізках $C\varphi_z D\varphi_z$, $C\varphi'_x D\varphi'_x$, $C\varphi''_x D\varphi''_x$, $C\varphi'_y D\varphi'_y$, $C\varphi''_y D\varphi''_y$, $C\varphi'_z D\varphi'_z$, $C\varphi''_z D\varphi''_z$ ролик ланцюга контактує з веденою зірочкою, а в точках $D\varphi_z$, $D\varphi'_x$, $D\varphi''_x$, $D\varphi'_y$, $D\varphi''_y$, $D\varphi'_z$, $D\varphi''_z$ виходить з контакту з нею. На відрізках $D\varphi_z E\varphi_z$, $D\varphi'_x E\varphi'_x$, $D\varphi''_x E\varphi''_x$, $D\varphi'_y E\varphi'_y$, $D\varphi''_y E\varphi''_y$, $D\varphi'_z E\varphi'_z$, $D\varphi''_z E\varphi''_z$ ролик ланцюга переміщується по ведучій вітці ланцюга.

Розглянувши криві графіків кутових швидкостей та прискорень ролика відносно осей X та Y (рис. 2.35, 2.36), складно їх аналізувати, оскільки вони не описують чіткої закономірності зміни руху та є випадковими коливаннями відносно вказаних осей.

Аналізуючи графіки кутового переміщення та швидкості ролика відносно осі Z , бачимо, що прослідковується їх періодичність при усталеному русі ланцюгової передачі.

На графіку кутового переміщення ролика відносно осі Z спостерігаються різкі зміни кута набігання ролика на ведену зірочку в моменти пуску та гальмування ланцюгової передачі. Це свідчить про обертання ролика ланцюга навколо власної осі.

Розглядаючи криві графіків кутової швидкості та прискорення ролика відносно осі Z , спостерігаються більші амплітуди коливань ролика ланцюга, коли він переміщується по веденій вітці, в порівнянні з ведучою віткою ланцюга.

Проаналізувавши графіки (рис. 2.32 – 2.34) комплексно, можна стверджувати, що в різні періоди часу під час руху ролик ланцюга поводить себе неоднаково. Коли в механічній системі настає режим усталеного руху з постійною швидкістю, то починає прослідковуватися характер поведінки ролика ланцюга з часом. Він рухається періодично, виникають певні коливання ролика, коли він контактує з зірочками та знаходиться у ведучій та веденій вітках ланцюга.

Дослідження та порівняльний аналіз кінематики та динаміки двохмасового ланцюгового привода в металевому та полімерному виконанні

Побудуємо 3D моделі ланцюгової передачі в металевому (рис. 2.38, а) та полімерному виконанні (рис. 2.38, б) за такими параметрами: кількість зубців ведучої зірочки $z_1 = 15$; кількість зубців веденої зірочки $z_2 = 25$; профіль зубця "зі зміщенням"; клас точності зірочки "А"; позначення ланцюга *PP-19,05-3108*; кут нахилу лінії центрів "0".

Для побудови ланцюгової передачі в полімерному виконанні використаємо пружну монолітну ланку ланцюга, на яку було отримано патент на винахід [59]. Матеріал зірочок та ланок ланцюга – поліамід *ПА6-210КС*.

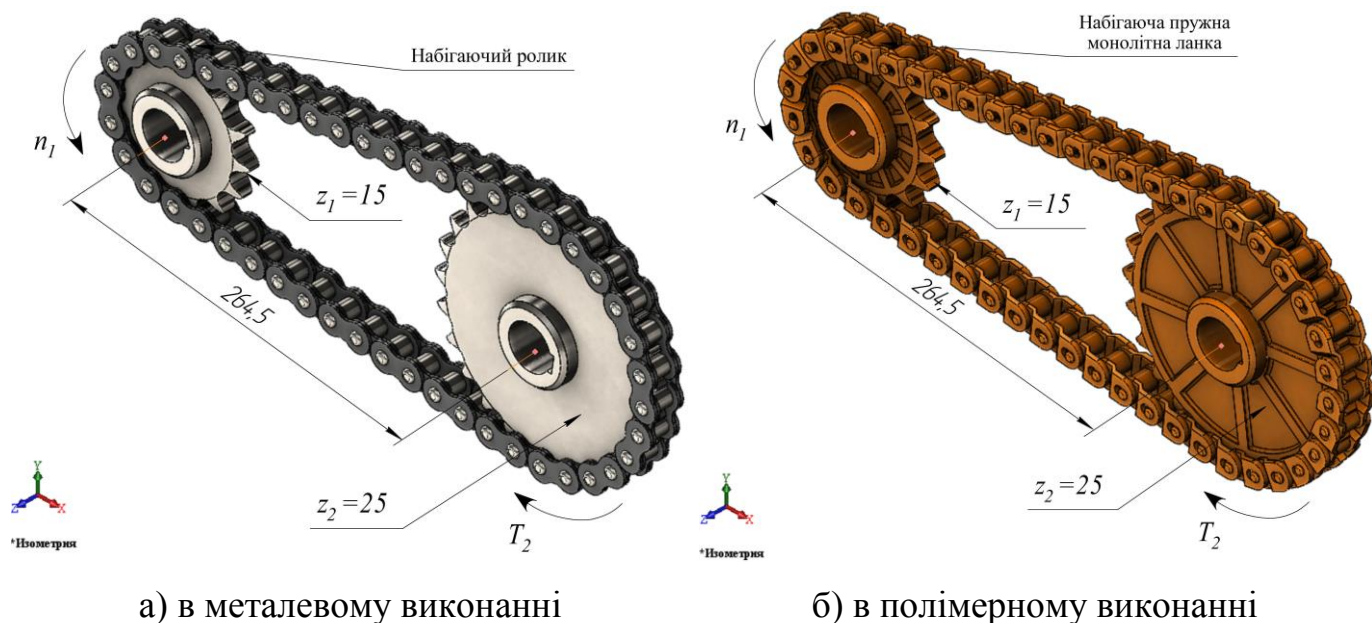


Рисунок 2.38 – 3D моделі ланцюгових передач

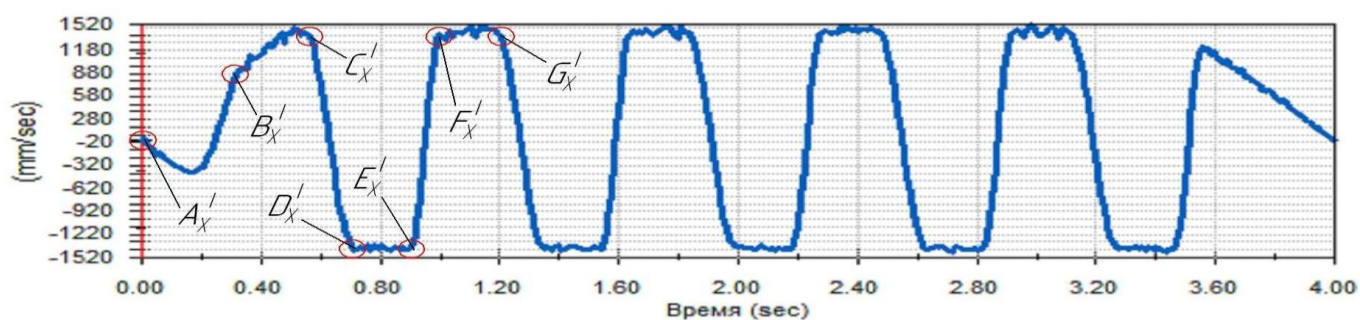
Задамо однакові параметри, по яких буде здійснюватися комплексне дослідження руху ланцюгових передач: напрямок обертання ведучої зірочки – проти годинникової стрілки зі швидкістю $n_1 = 300 \text{ хв}^{-1}$; момент опору веденої зірочки $T_2 = 32 \text{ Н}\cdot\text{м}$; проміжок часу, на протязі якого відбуватиметься розрахунок – від 0 до 4 секунд, що відповідає більш, ніж двом періодам обертання ланцюгового контуру; силу земного тяжіння направимо в напрямку, протилежному осі Y.

Охарактеризуємо час дослідження руху 3D механізмів:

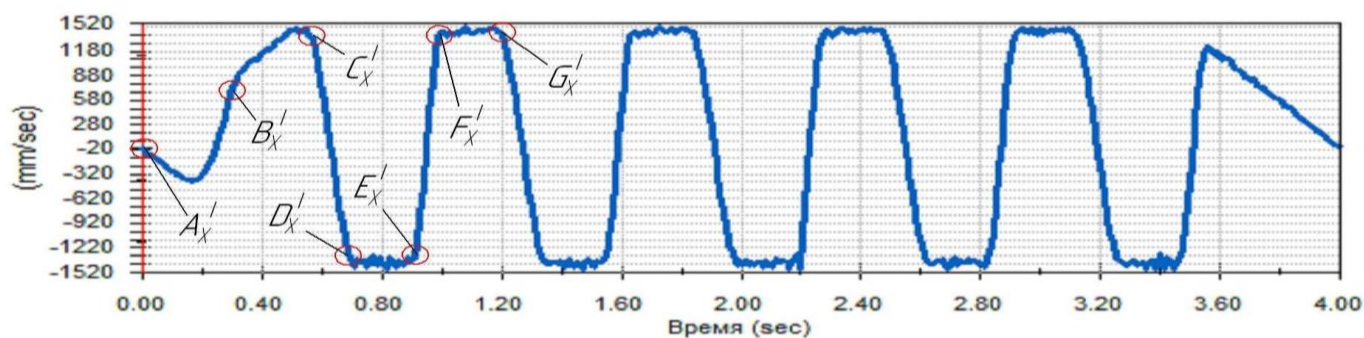
- від 0 до 0,5 секунди ведуча зірочка передачі поступово набирає оберти ($0 - 300 \text{ хв}^{-1}$);
- від 0,5 до 3,5 секунд – усталений режим роботи ланцюгових передач;
- від 3,5 до 4 секунд ведуча зірочка поступово зменшує свої оберти ($300 - 0 \text{ хв}^{-1}$).

Після закінчення розрахунку для побудови порівняльних характеристик виберемо набігаючий шарнір ланцюга на ведучу зірочку у металевому і полімерному виконанні.

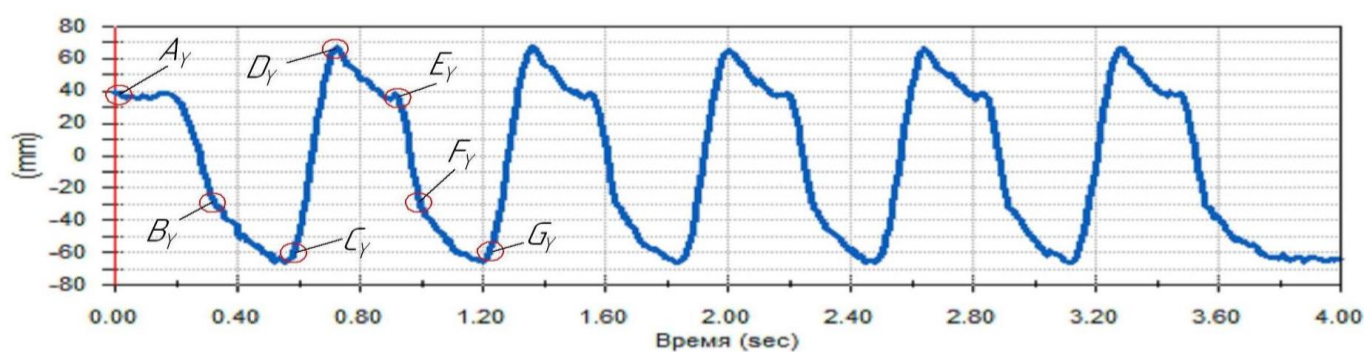
Виходячи з висновків [69], розглянемо та, проаналізувавши, порівняємо лише ті графіки, які в повній мірі характеризують амплітуди поперечних, поздовжніх та крутильних коливань шарніра ланцюга (рис. 2.39 – 2.42).



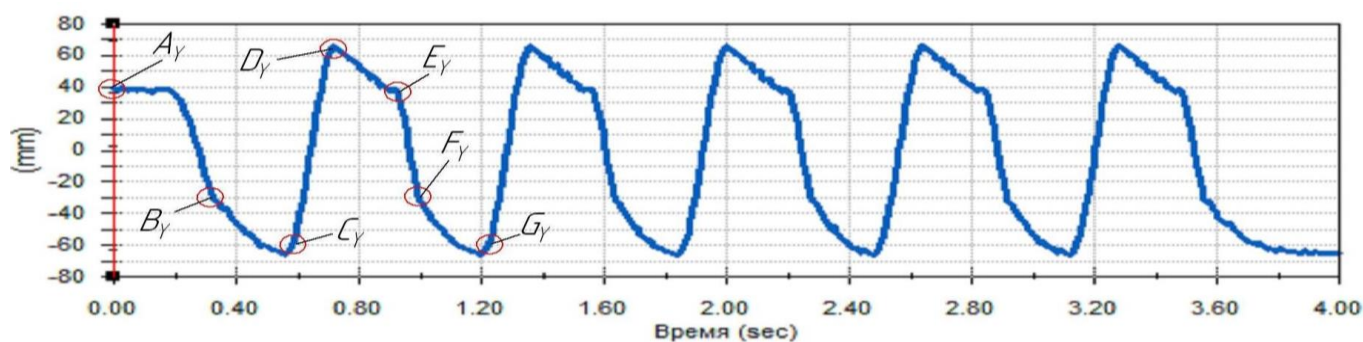
а) в металевому виконанні



б) в полімерному виконанні

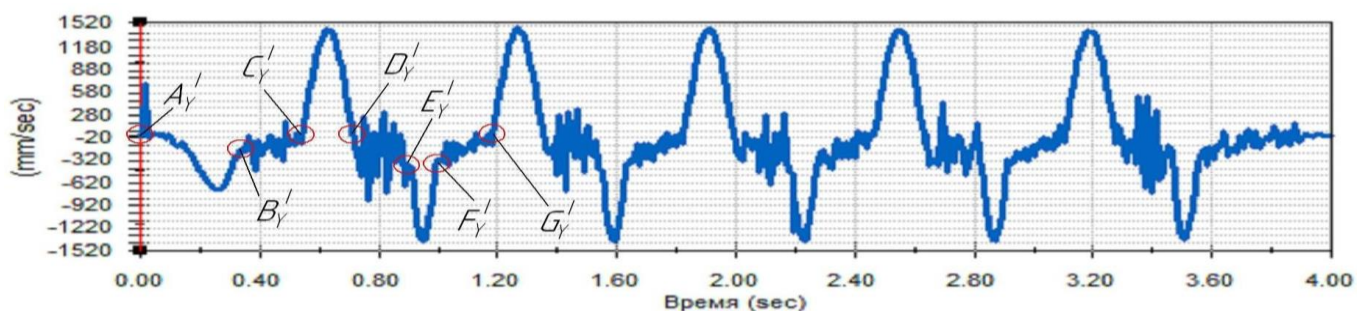
Рисунок 2.39 – Лінійна швидкість ролика ланцюга та пружної монолітної ланки по осі X 

а) в металевому виконанні

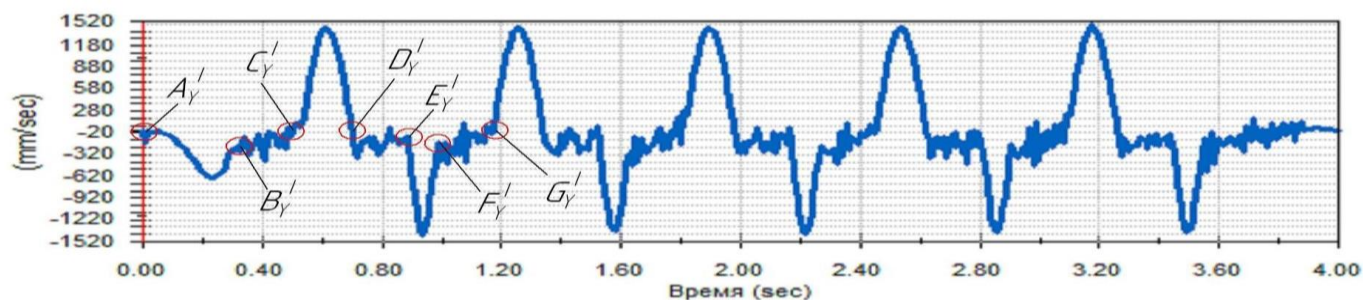


б) в полімерному виконанні

Рисунок 2.40 – Лінійне переміщення ролика ланцюга та пружної монолітної ланки по осі Y

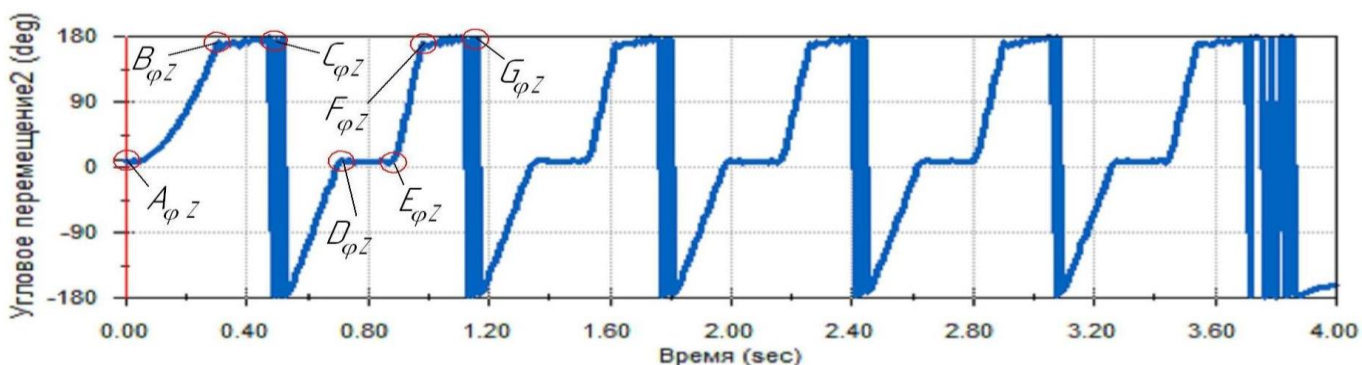


а) в металевому виконанні

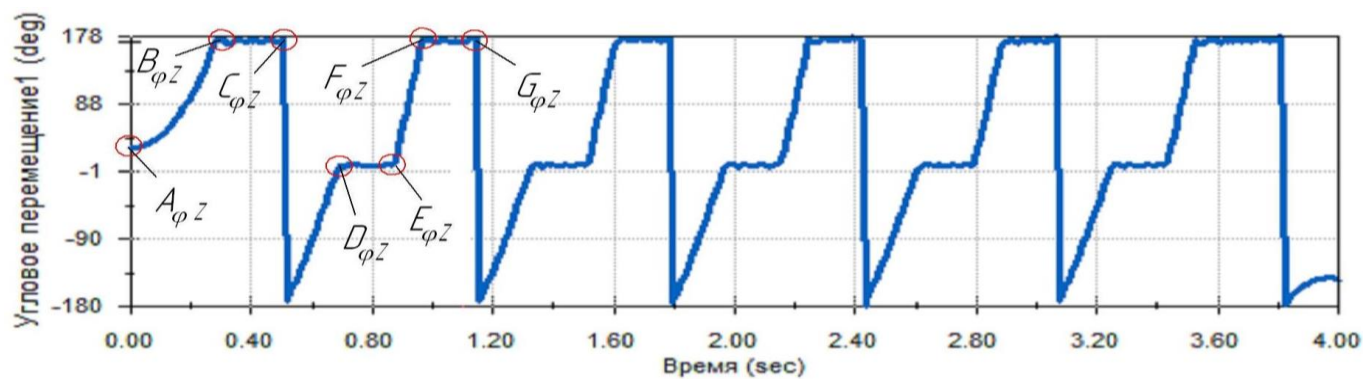


б) в полімерному виконанні

Рисунок 2.41 – Лінійна швидкість ролика ланцюга та пружної монолітної ланки по осі Y



а) в металевому виконанні



б) в полімерному виконанні

Рисунок 2.42 – Кутове переміщення ролика ланцюга та пружної монолітної ланки навколо осі Z

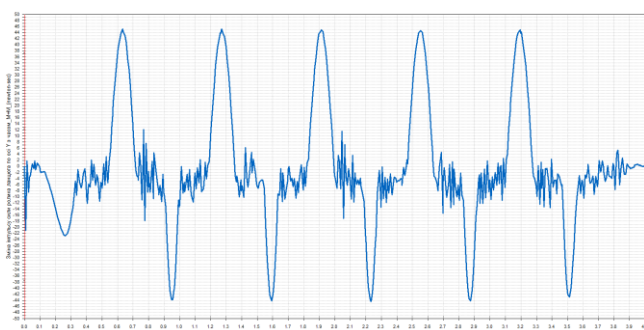
На графіках (рис. 2.39 – 2.42) позначені точки, які ділять криву кожного з графіків на відрізки, що характеризують розташування ролика ланцюга та пружної монолітної ланки в певний момент часу. В точках $A'_X, E'_X, A_Y, E_Y, A'_Y, E'_Y, A\phi_Z, E\phi_Z$ ролик ланцюга та пружна монолітна ланка входять в зачеплення з ведучою зірочкою, а на відрізках $A'_XB'_X, E'_XF'_X, A_YB_Y, E_YF_Y, A'_YB'_Y, E'_YF'_Y, A\phi_ZB\phi_Z, E\phi_ZF\phi_Z$ вони контактують з нею, і в точках $B'_X, F'_X, B_Y, F_Y, B'_Y, F'_Y, B\phi_Z, F\phi_Z$ виходять з контакту. На відрізках $B'_XC'_X, F'_XG'_X, B_YC_Y, F_YG_Y, B'_YC'_Y, F'_YG'_Y, B\phi_ZC\phi_Z, F\phi_ZG\phi_Z$ ролик ланцюга та пружна монолітна ланка переміщуються по веденій вітці ланцюга, а в точках $C'_X, G'_X, C_Y, G_Y, C'_Y, G'_Y, C\phi_Z, G\phi_Z$ з веденої вітки ланцюгового контуру входять в зачеплення з веденою зірочкою. На відрізках $C'_XD'_X, C_YD_Y, C'_YD'_Y, C\phi_ZD\phi_Z$ ролик ланцюга та пружна монолітна ланка контактує з веденою зірочкою, а в точках $D'_X, D_Y, D'_Y, D\phi_Z$ вони виходять з контакту з веденою зірочкою. На відрізках $D'_XE'_X, D_YE_Y, D'_YE'_Y, D\phi_ZE\phi_Z$ ролик ланцюга та пружна монолітна ланка переміщуються по ведучій вітці ланцюга. Аналізуючи криві графіків (рис. 2.39 – 2.42) руху ролика ланцюга та пружної монолітної ланки, бачимо, що прослідковується їх періодичність при усталеному русі ланцюгової передачі.

Порівнюючи графіки лінійної швидкості ролика ланцюга та пружної монолітної ланки по осі X видно, що, проходячи по вітках (відрізки $D'_XE'_X$ та $F'_XG'_X$) ланцюгового контуру, пружна монолітна ланка здійснює менші поздовжні коливання, ніж ролик ланцюга (рис. 2.39). Зменшення поперечних коливань ролика в полімерному виконанні ланцюгової передачі спостерігається і на графіках (рис. 2.40) лінійного переміщення по осі Y (відрізки D_YE_Y та F_YG_Y). З графіків лінійної швидкості ролика та пружної монолітної ланки по осі Y прослідковується чітко виражена періодичність коливань ролика ланцюга та пружної монолітної ланки. Верхні піки кривих графіків (рис. 2.41) відповідають розташуванню ролика ланцюга та пружної монолітної ланки на ведучій зірочці, аналогічно нижні піки – на веденій зірочці. Амплітуди лінійних коливань пружної монолітної ланки у вітках ланцюгового контуру менші, ніж амплітуди лінійних коливань ролика ланцюга. Порівнюючи криві графіків кутового переміщення ролика ланцюга та пружної монолітної ланки навколо осі Z (рис. 2.42), спостерігається та сама тенденція по

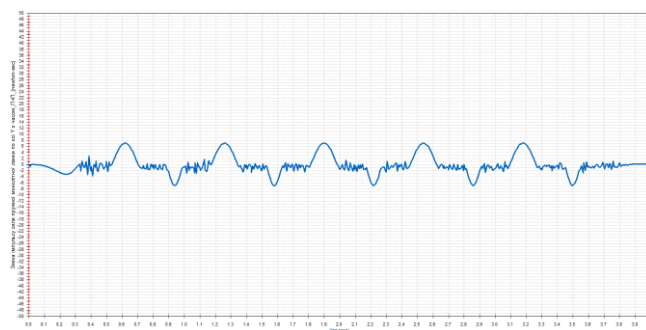
зменшенню його коливань в полімерному виконанні ланцюгової передачі при проходженні пружної монолітної ланки по вітках ланцюгового контуру (відрізки $D\varphi_Z E\varphi_Z, F\varphi_Z G\varphi_Z$).

Спостерігається різка зміна кута набігання ролика на ведену зірочку (рис. 2.42 (а) – товсті вертикальні лінії), що свідчить про обертання його навколо власної осі, а на рисунку 2.42 (б) цього явища не виникає, оскільки ланцюговий контур складається з пружних монолітних ланок.

Для побудови порівняльних динамічних характеристик виберемо шарнір набігаючого ролика ланцюга на ведучу зірочку у металевому (рис. 2.38, а) і полімерному виконанні (рис. 2.38, б) та їх контактні пари, по результатах контакту яких отримаємо графіки імпульсу сили шарнірів (рис. 2.43) та моменти сил тертя.



а) в металевому виконанні



б) в полімерному виконанні

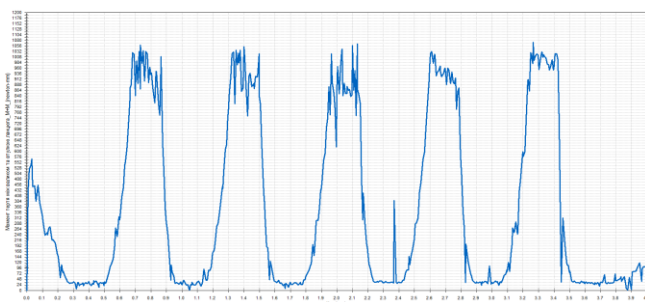
Рисунок 2.43 – Імпульс сили шарнірів досліджуваних ланцюгових передач по осі Y, Н·с

Верхні піки графіків характеризують зміну імпульсу сили шарніра металевого ланцюга (рис. 2.43, а) та пружної монолітної ланки полімерного ланцюга (рис. 2.43, б) під час контакту з веденою зірочкою, а нижні піки – з ведучою.

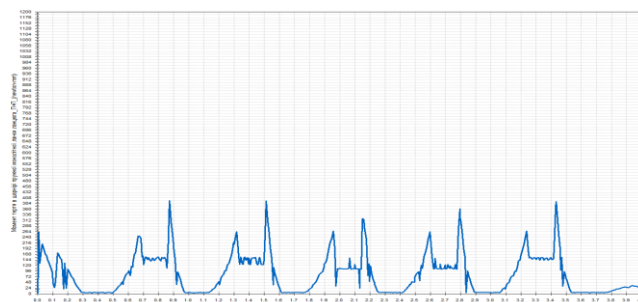
Проміжки часу між контактами з зірочками шарніри відповідних ланцюгових контурів знаходяться у ведучій та веденій вітках.

З графіків (рис. 2.43) чітко видно переваги застосування деталей ланцюгової передачі з полімерних матеріалів: максимальні та мінімальні значення зміни імпульсу сили у 6 разів менші.

На рисунку 2.44 показані графіки моменту сили тертя в шарнірах ланцюгових передач.



а) в металевому виконанні
(контактна пара: втулка-валик)

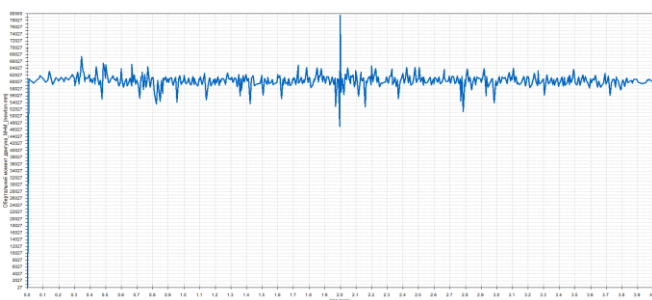


б) в полімерному виконанні
(контактна пара: шарнір двох сусідніх пружних монолітних ланок)

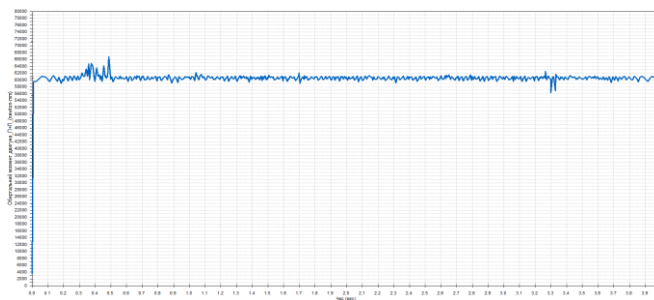
Рисунок 2.44 – Момент сили тертя в шарнірах досліджуваних ланцюгових передач, Н·мм

Максимальні значення моменту сили тертя (рис. 2.44) відповідають проходженню шарнірів по ведучій вітці ланцюгового контуру. Мінімальні значення – по веденій вітці. На проміжку часу між мінімальними та максимальними значеннями (зростання моменту сили тертя кочення) відбувається контакт ролика та пружної монолітної ланки з веденою зірочкою. Під час зменшення моменту сили тертя від максимального значення до мінімального має місце контакт з веденою зірочкою ланцюгової передачі. З графічних залежностей (рис. 2.44) видно зменшення в 5 разів моменту сили тертя при проходженні полімерної пружної монолітної ланки по ланцюговому контуру в порівнянні з величиною моменту сили тертя металевому контуру.

На рисунку 2.45 показані графіки обертального моменту двигуна привода.



а) в металевому виконанні



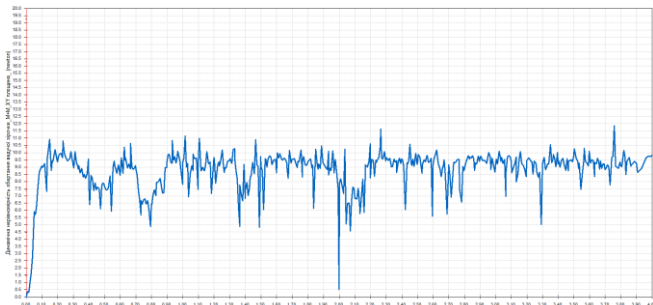
б) в полімерному виконанні

Рисунок 2.45 – Обертальний момент двигуна привода, Н·мм

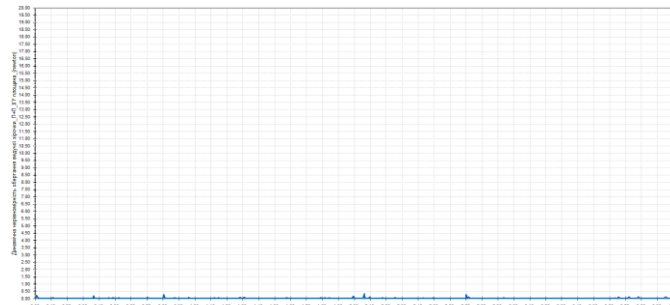
Діапазон зміни обертального моменту двигуна в металевому виконанні ланцюгового привода (рис. 2.45, а) набагато більший, ніж в полімерному виконанні (рис. 2.45, б). Застосування ланцюгової передачі в полімерному виконанні дає змогу

зменшити цей діапазон та підвищити стійкість передачі обертового моменту веденій зірочці.

На рисунку 2.46 показані сили, які діють на ведучу зірочку в металевому (рис. 2.46, а) та полімерному (рис. 2.46 б) виконанні в площині XY .



а) в металевому виконанні

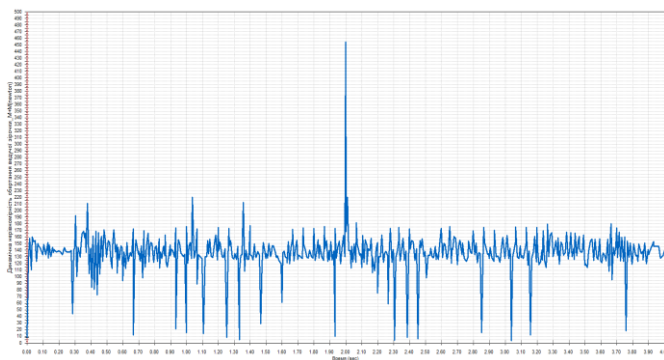


б) в полімерному виконанні

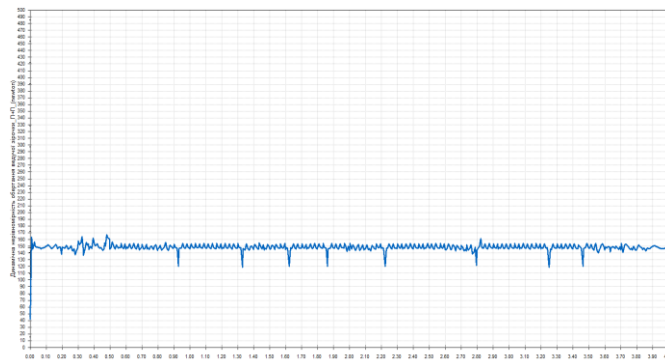
Рисунок 2.46 – Сили, які діють на ведучу зірочку в площині XY , Н

З графіків (рис. 2.46) видно, що сили, які діють на ведучу зірочку ланцюгової передачі в полімерному виконанні (рис. 2.46, б) прямує до нуля, в порівнянні з металевим виконанням (рис. 2.46, а).

На рисунку 2.47 представлені сили, які діють на ведучу зірочку в металевому (рис. 2.47, а) та полімерному (рис. 2.47, б) виконанні в площині XZ .



а) в металевому виконанні

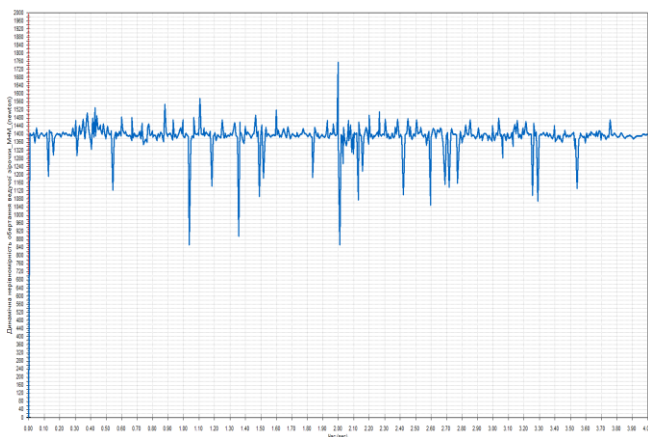


б) в полімерному виконанні

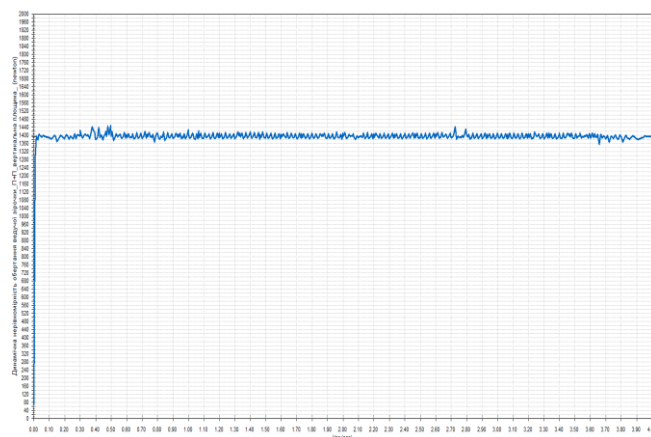
Рисунок 2.47 – Сили, які діють на ведучу зірочку в площині XZ , Н

Крива графіка (рис. 2.47, б) чітко демонструє зменшення діапазону значень діючих сил на ведучу зірочку та його сталість і стійкість в порівнянні з металевим виконанням (рис. 2.47, а), в якого він набагато більший.

На рисунку 2.48 продемонстровані сили, які діють на ведучу зірочку в металевому (рис. 2.48, а) та полімерному (рис. 2.48, б) виконанні в площині YZ .



а) в металевому виконанні

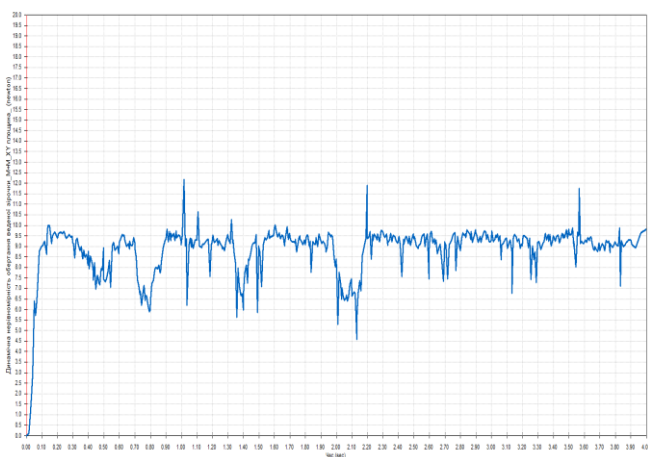


б) в полімерному виконанні

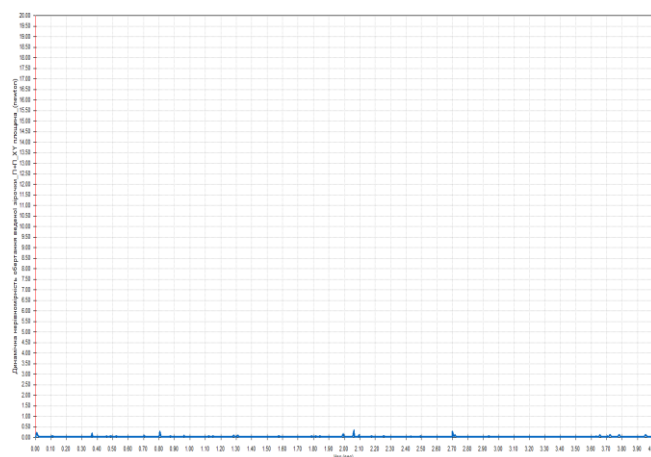
Рисунок 2.48 – Сили, які діють на ведучу зірочку в площині YZ , Н

З графіків (рис. 2.48) видно, що діапазон значень та максимальні піки сил, які діють на ведучу зірочку в полімерному виконанні (рис. 2.48, б) значно менший в порівнянні з металевим виконанням (рис. 2.48, а).

На рисунку 2.49 показані сили, які діють на ведену зірочку в металевому (рис. 2.49, а) та полімерному (рис. 2.49, б) виконанні в площині XU .



а) в металевому виконанні

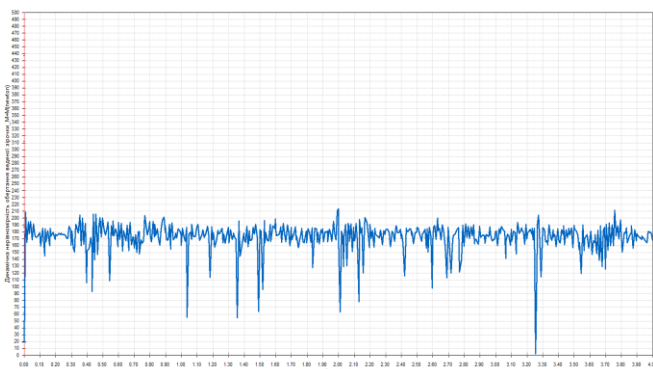


б) в полімерному виконанні

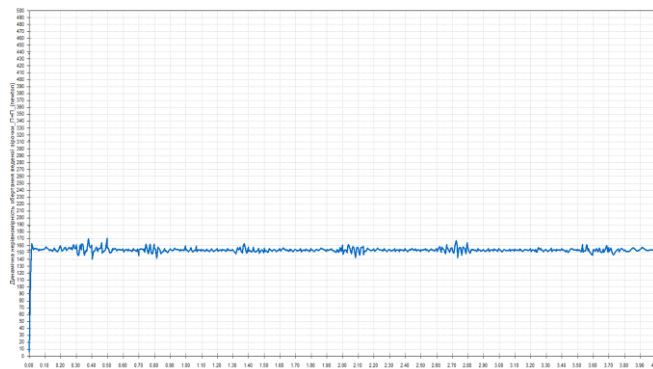
Рисунок 2.49 – Сили, які діють на ведену зірочку в площині XU , Н

Поведінка кривих графіків дії сил на ведені зірочки (рис. 2.49) наближено аналогічна кривим (рис. 2.46), які підтверджують зменшення динаміки ланцюгової передачі при застосуванні полімерних деталей ланцюгового контуру та зірочок в порівнянні з своїм металевим прототипом.

На рисунку 2.50 представлені сили, які діють на ведену зірочку в металевому (рис. 2.50, а) та полімерному (рис. 2.50, б) виконанні в площині XZ .



а) в металевому виконанні

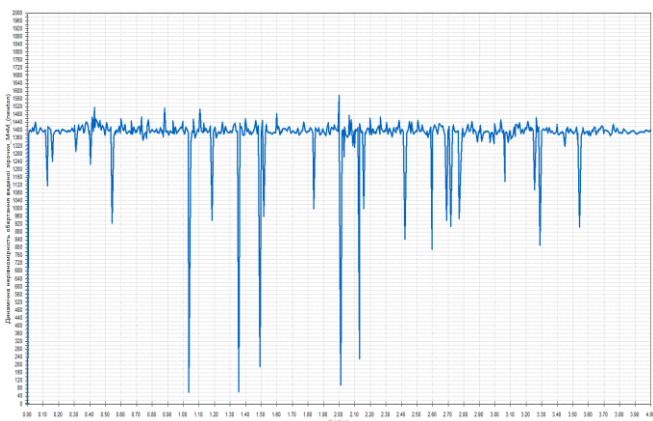


б) в полімерному виконанні

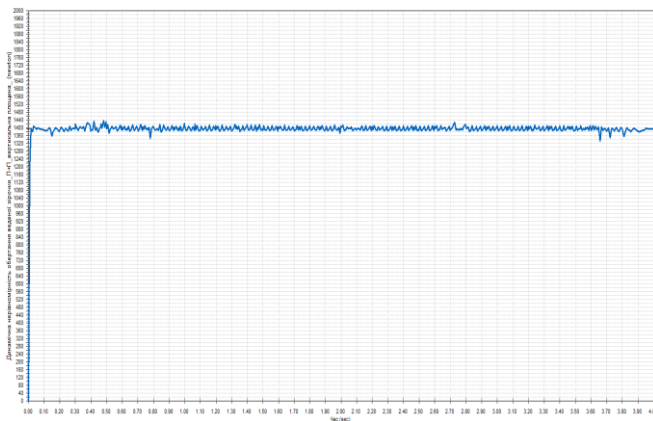
Рисунок 2.50 – Сили, які діють на ведену зірочку в площині XZ , Н

З графіків (рис. 2.50) видно, що при застосуванні полімерних деталей (рис. 2.50, б) відбувається зменшення та пониження діапазону значень дії сил на ведену зірочку в порівнянні з металевим виконанням ланцюгової передачі (рис. 2.50, а).

Рисунок 2.51 демонструє сили, які діють на ведену зірочку в металевому (рис. 2.51, а) та полімерному (рис. 2.51, б) виконанні в площині YZ .



а) в металевому виконанні

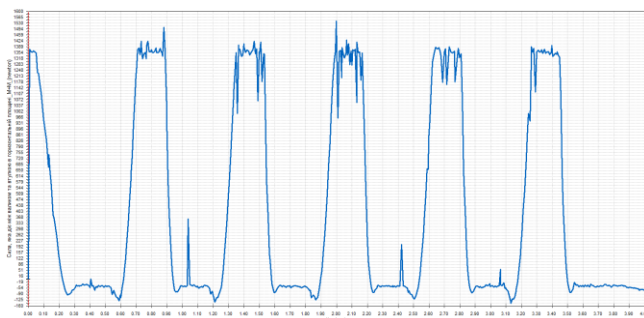


б) в полімерному виконанні

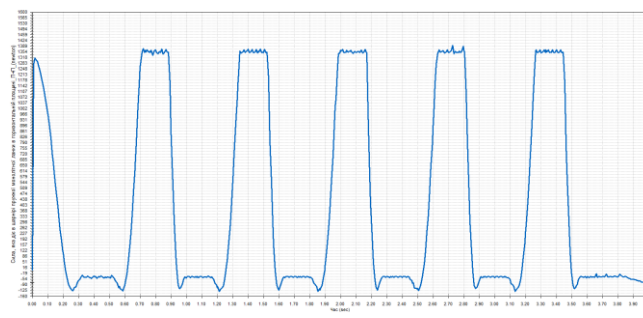
Рисунок 2.51 – Сили, які діють на ведену зірочку в площині YZ , Н

Крива графіка (рис. 2.51, б) відображає зменшення значень піків дії сил та пониження діапазону їх стійкості і сталості в порівнянні з металевим виконанням ланцюгової передачі (рис. 2.51, а).

На рисунку 2.52 представлені сили, які діють на шарнір ланцюга ланцюгової передачі в металевому (рис. 2.52, а) та полімерному (рис. 2.52, б) його виконанні, в площині XZ .



а) в металевому виконанні

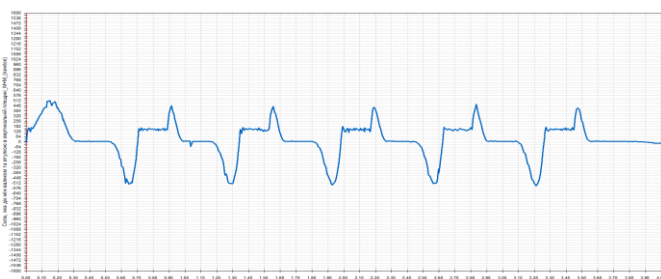


б) в полімерному виконанні

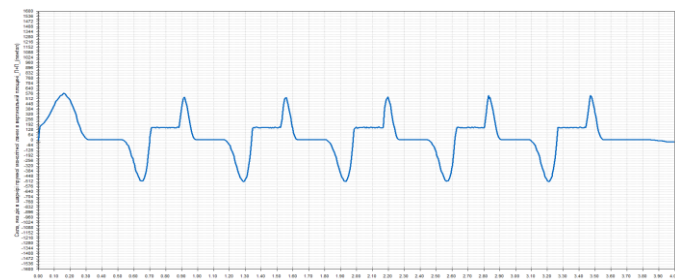
Рисунок 2.52 – Сили, які діють на шарнір ланцюга в площині XZ , Н

Верхні піки кривих (рис. 2.52) характеризують проходження шарніра по ведучій вітці ланцюгового контуру, а нижні – по веденій. Проміжки підняття кривої з нижніх піків до верхніх характеризують огинання шарніром веденої зірочки і навпаки, опускання кривої з верхніх піків до нижніх – огинання шарніром ведучої зірочки. Діапазон як максимальних, так і мінімальних значень кривої графіка рис. 2.52, б набагато менший, стійкий та сталий в порівнянні із значеннями рис. 2.52, а.

На рисунку 2.53 представлені сили, які діють на шарнір ланцюга ланцюгової передачі в металевому (рис. 2.53, а) та полімерному (рис. 2.53, б) виконанні в площині YZ .



а) в металевому виконанні

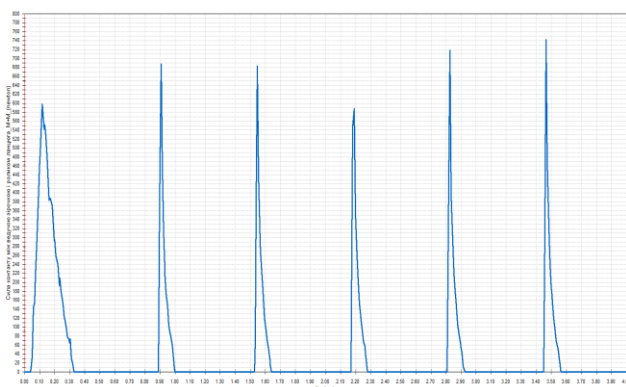


б) в полімерному виконанні

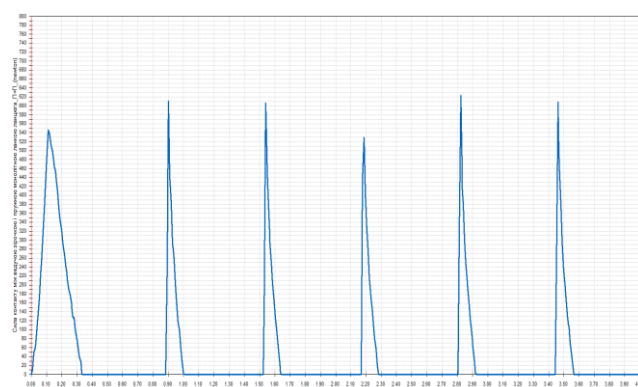
Рисунок 2.53 – Сили, які діють на шарнір ланцюга в площині YZ , Н

Як видно з рис. 2.53, верхні піки кривих характеризують покидання контакту шарніра з ведучою зірочкою, а нижні – з веденою зірочкою. Діапазон значень (горизонтальні відрізки на кривих) в полімерному виконанні (рис. 2.53, б) стійкий та сталий в порівнянні зі значеннями в металевому виконанні (рис. 2.53, а) (при збільшеному масштабі це стає більш наглядним).

На рисунку 2.54 показані сила удару (контакту) контактних пар: ведуча зірочка-ролик ланцюга (рис. 2.54, а); ведуча зірочка-пружна монолітна ланка (рис. 2.54, б).



а) в металевому виконанні (контактна пара: ведуча зірочка-ролик ланцюга)

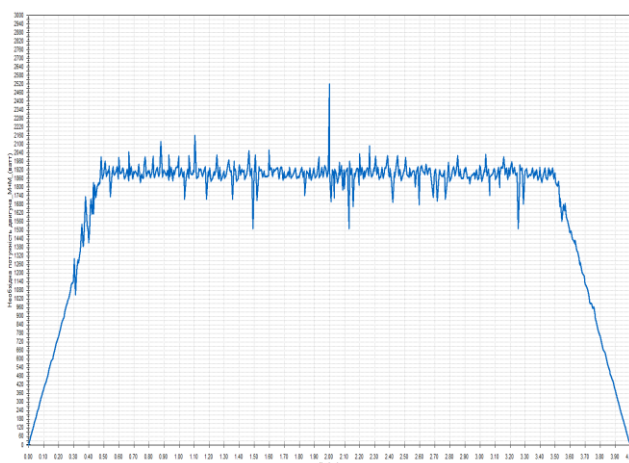


б) в полімерному виконанні (контактна пара: ведуча зірочка-пружна монолітна ланка)

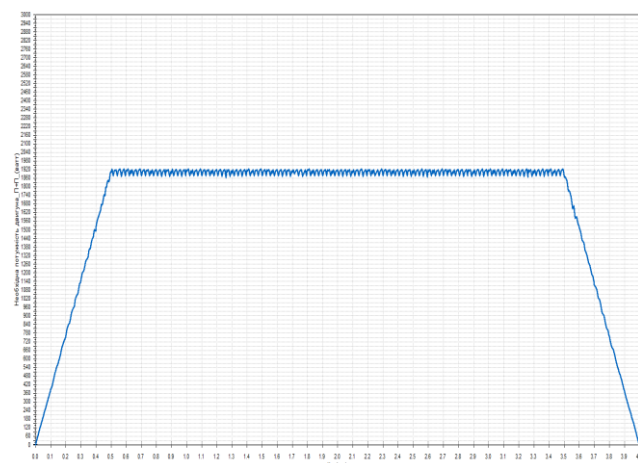
Рисунок 2.54 – Сила удару, Н

Графіки (рис. 2.54) демонструють, що сила контакту (удар) між ведучою зірочкою і набігаючим роликом ланцюга (рис. 2.54, а) більша в порівнянні з контактом пружної монолітної ланки та ведучої зірочки (рис. 2.54, б).

На рисунку 2.55 показані графіки необхідної потужності двигуна привода.



а) в металевому виконанні

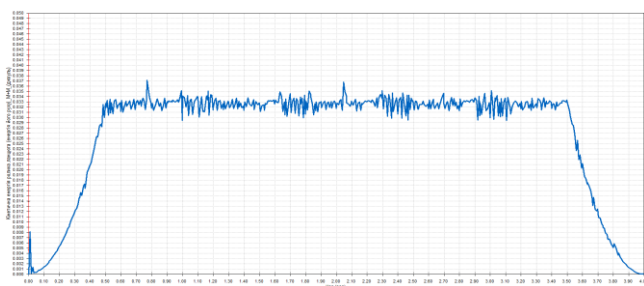


б) в полімерному виконанні

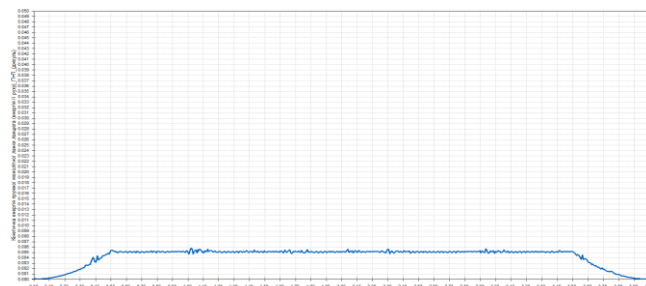
Рисунок 2.55 – Необхідна потужність двигуна привода, Вт

Діапазон зміни необхідної потужності двигуна під час усталеного режиму роботи ланцюгової передачі в металевому виконанні (рис. 2.55, а) в 3 рази більший, ніж в полімерному виконанні (рис. 2.55, б). Зменшення діапазону зміни необхідної потужності двигуна та її зниження досягається в полімерному виконанні ланцюгової передачі.

На рисунку 2.56 показані графіки загальної кінетичної енергії ролика ланцюга та пружної монолітної ланки.



а) в металевому виконанні



б) в полімерному виконанні

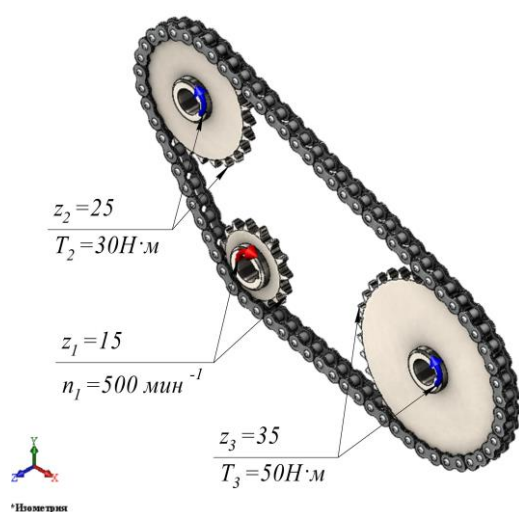
Рисунок 2.56 – Загальна кінетична енергія ролика ланцюга та пружної монолітної ланки, Дж

Максимальне значення загальної кінетичної енергії привода у 6 разів більші в металевому виконанні ланцюгової передачі (рис. 2.56, а), порівняно з полімерним її виконанням (рис. 2.56, б). Зменшення загальної кінетичної енергії призводить до підвищення реверсивності ланцюгової передачі, тобто для зміни напрямку руху системи необхідно прикласти меншу силу.

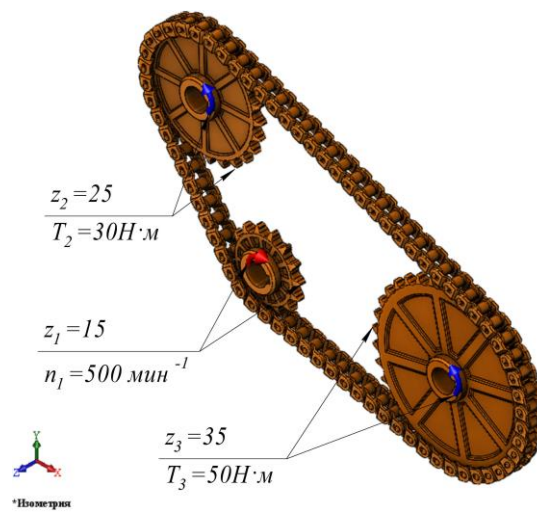
Дослідження та порівняльний аналіз кінематики та динаміки 3-х та 6-ти масових ланцюгових приводів в металевому та полімерному виконанні передачі

Виходячи з робіт [33, 42, 43, 63, 64, 70, 71] та їх висновків, дослідимо та, проаналізувавши, порівняємо лише ті графіки, які в повній мірі характеризують поперечні, поздовжні та крутильні коливання ролика ланцюга та пружної монолітної ланки (рис. 2.41, 2.42).

Дослідимо рух шарніра 3D моделей ланцюгової передачі 3-х (рис. 2.57) та 6-ти (рис. 2.58) масової систем на проміжку часу 0 – 4 секунд. Крок ланцюга 19,05мм.

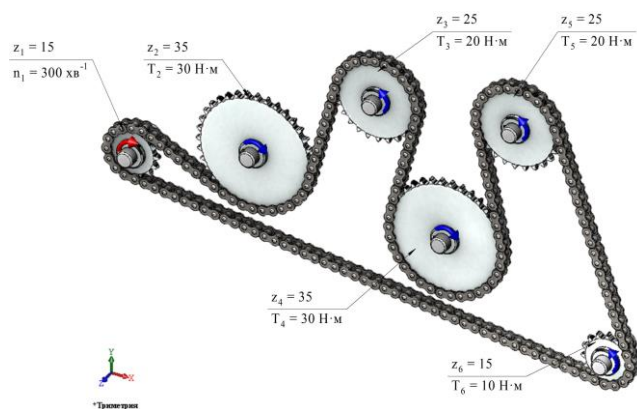


а) в металевому виконанні

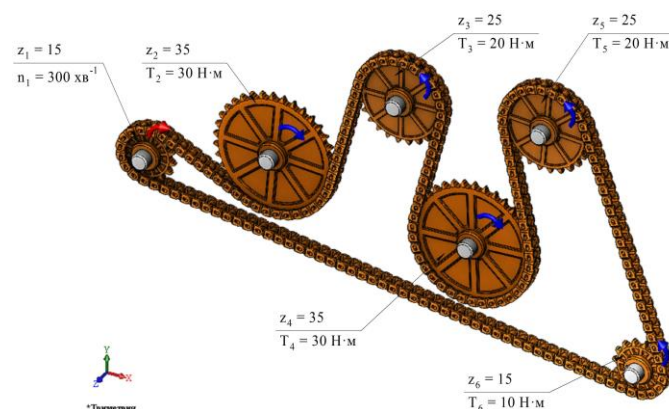


б) в полімерному виконанні

Рисунок 2.57 – 3D модель 3-х масової ланцюгової передачі



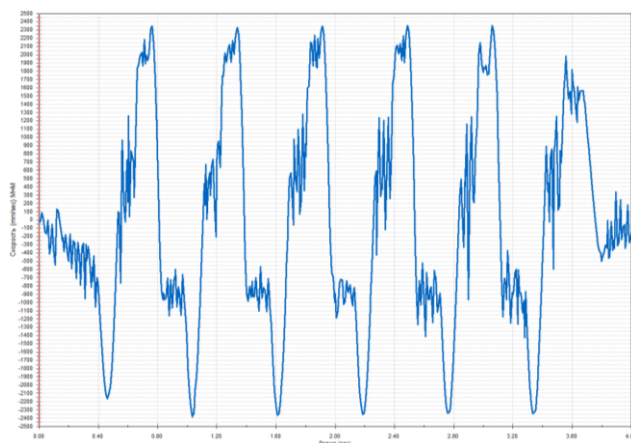
а) в металевому виконанні



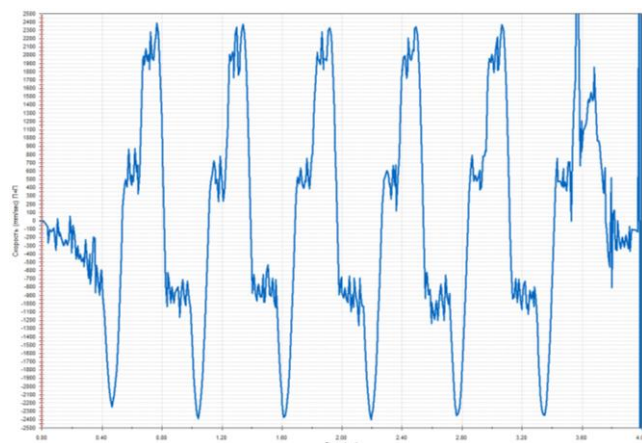
б) в полімерному виконанні

Рисунок 2.58 – 3D модель 6-ти масової ланцюгової передачі

Проаналізуємо та порівняємо отримані графіки (рис. 2.59, 2.60) лінійної швидкості ролика по осі Y в результаті проведеного аналізу руху ланцюгових передач програмним комплексом "SolidWorks".



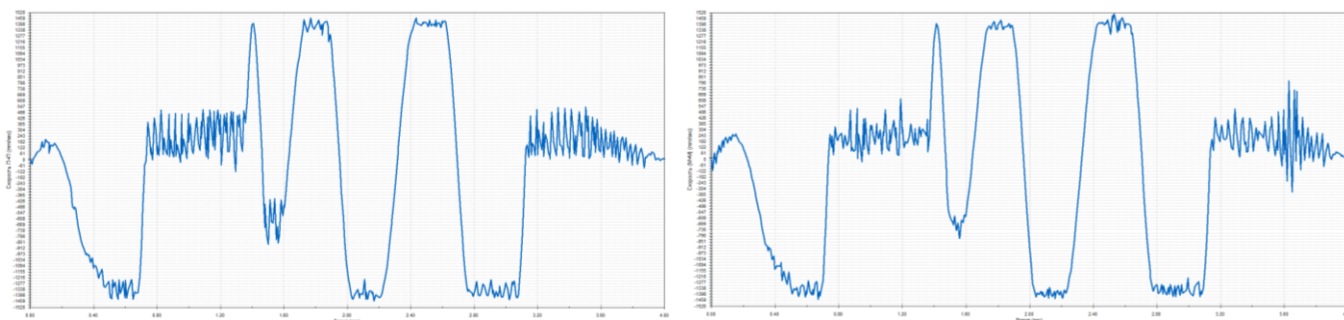
а) в металевому виконанні



б) в полімерному виконанні

Рисунок 2.59 – Лінійна швидкість ролика ланцюга та пружної монолітної ланки по осі Y в 3-х масовій ланцюговій передачі

Похилі вертикальні лінії (рис. 2.59) характеризують контакт ролика та пружної монолітної ланки ланцюгової передачі з відповідними зірочками: найбільша (параболоподібна) крива – контакт ролика із зірочкою з найбільшою кількістю зубців (35), коротша – 25, найменша – 15. Коливання, які зображені на графіках (рис. 2.59), це є не що інше, як траєкторія ролика та пружної монолітної ланки у відповідних вітках ланцюгового контуру між двома сусідніми зірочками на певних проміжках часу. Як видно з графіків (рис. 2.59), коливання між двома сусідніми зірочками значно менші в полімерному виконанні ланцюгової передачі (рис. 2.59, б) в порівнянні з металевим її прототипом (рис. 2.59, а).



а) в металевому виконанні

б) в полімерному виконанні

Рисунок 2.60 – Лінійна швидкість ролика ланцюга та пружної монолітної ланки по осі Y в 6-ти масовій ланцюговій передачі

Похибі вертикальні криві (рис. 2.60) коливань аналогічно характеризують контакт і розташування ролика та пружної монолітної ланки відповідно попередньому випадку з 3-х масовою ланцюговою передачею.

З графіків (рис. 2.60) чітко простежується зменшення та рівномірність амплітуди коливань між двома сусідніми зірочками в полімерному виконанні ланцюгової передачі (рис. 2.60, б) в порівнянні з металевим її виконанням (рис. 2.60, а).

Виходячи з робіт [44, 48, 72, 104, 106-109] та їх висновків, дослідимо та, проаналізувавши, порівняємо лише ті графіки, які в повній мірі характеризують сили, які діють на шарнір (динамічне навантаження ланцюгового контуру), необхідну потужність двигуна, імпульс сили шарніра, сил, що діють на зірочки, та загальну кінетичну енергію привода (рис. 2.61 – 2.67).

Дослідимо рух ролика та пружної монолітної ланки 3-х (рис. 2.57) та 6-ти (рис. 2.58) масових ланцюгових передач на проміжку часу 0 – 4 секунд.

Охарактеризуємо час дослідження руху 3-х масових ланцюгових передач:

- від 0 до 0,5 секунди ведуча зірочка передачі поступово набирає оберти ($0 - 500 \text{ хв}^{-1}$);
- від 0,5 до 3,5 секунд – усталений режим роботи ланцюгових передач;
- від 3,5 до 4 секунд ведуча зірочка поступово зменшує свої оберти ($500 - 0 \text{ хв}^{-1}$).

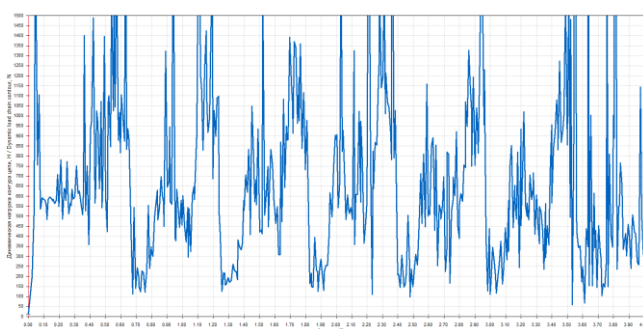
Відповідно час дослідження руху 6-ти масової ланцюгової передачі буде:

- від 0 до 0,5 секунди ведуча зірочка передачі поступово набирає оберти ($0 - 300 \text{ хв}^{-1}$);

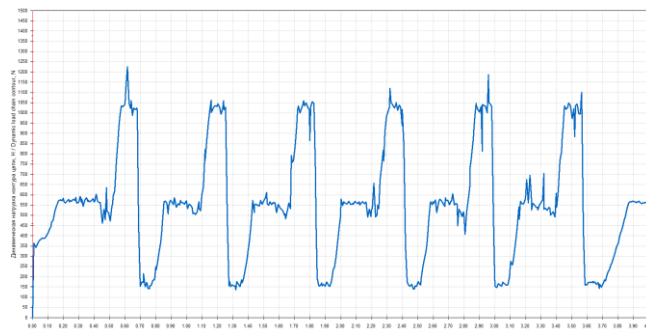
- від 0,5 до 3,5 секунд – усталений режим роботи ланцюгових передач;
- від 3,5 до 4 секунд ведуча зірочка поступово зменшує свої оберти ($300 - 0x6^{-1}$).

Для побудови порівняльних характеристик 3-х масових систем виберемо збігаючий шарнір ланцюга з веденої зірочки z_2 в металевому виконанні і збігаючу пружну монолітну ланку ланцюга в полімерному виконанні, а для побудови порівняльних характеристик 6-ти масових систем виберемо набігаючий шарнір ланцюга на ведучу зірочку z_1 в металевому виконанні і набігаючу пружну монолітну ланку ланцюга в полімерному виконанні.

Проаналізуємо та порівняємо графіки, отримані в результаті дослідження 3-х масових ланцюгових приводів: динамічного навантаження ланцюгового контуру (рис. 2.61); необхідної потужності двигуна привода (рис. 2.62).



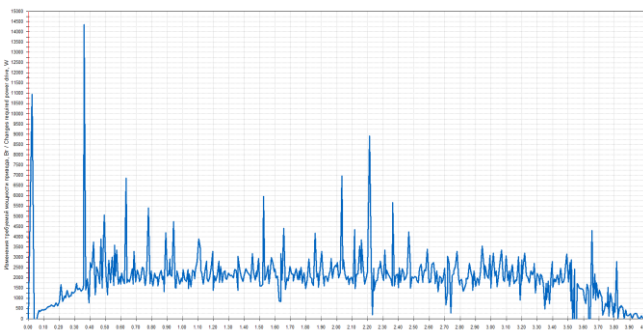
а) в металевому виконанні



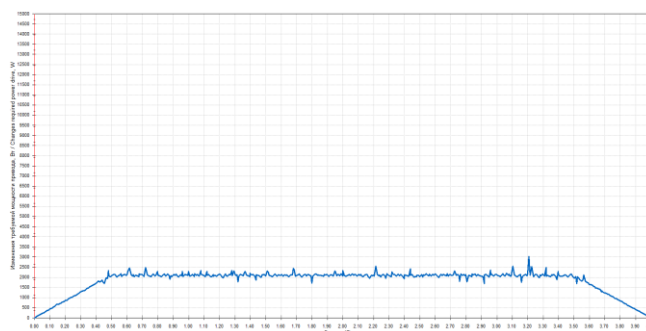
б) в полімерному виконанні

Рисунок 2.61 – Динамічне навантаження ланцюгового контуру, Н

З аналізу графіків (рис. 2.61) випливає, що середнє значення динамічного навантаження в металевому виконанні передачі складає 686 Н, а в полімерному – 561 Н. Різниця середніх значень становить 125 Н, що підтверджує ефективність застосування деталей ланцюгової передачі з полімерних композитів.



а) в металевому виконанні (середнє значення складає 1942 Вт)



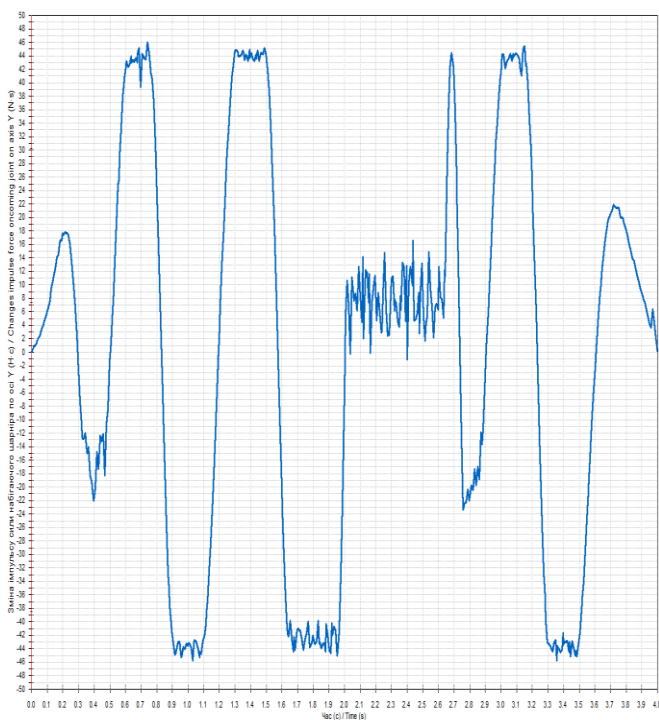
б) в полімерному виконанні (середнє значення складає 1862 Вт)

Рисунок 2.62 – Необхідна потужність двигуна привода, Вт

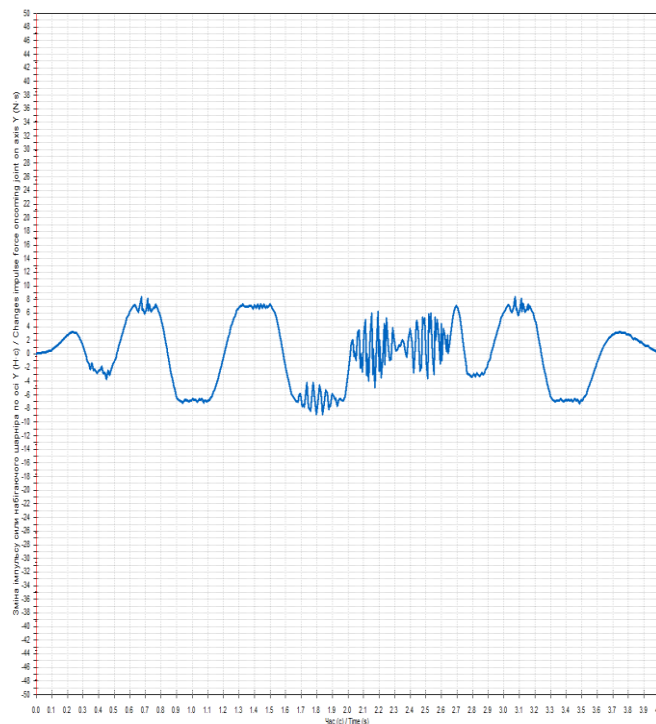
Амплітуди зміни необхідної потужності двигуна ланцюгового привода в металевому виконанні передачі (рис. 2.62, а) у 10 разів більші, ніж в полімерному (рис. 2.62, б). Різниця середніх значень необхідної потужності двигуна приводів в різному виконанні передачі становить 80 Вт.

Проаналізуємо та порівняємо графіки, отримані в результаті дослідження 6-ти масових ланцюгових приводів:

- імпульсу сили набігаючого шарніра по осі Y (рис. 2.63);
- динамічних сил, що діють на зірочку по відношенню до осі Z (рис. 2.64);
- необхідної потужності двигуна привода (рис. 2.65);
- загальної кінетичної енергії ролика ланцюга та пружної монолітної ланки (рис. 2.66);
- динамічного навантаження ланцюгового контуру (рис. 2.67).



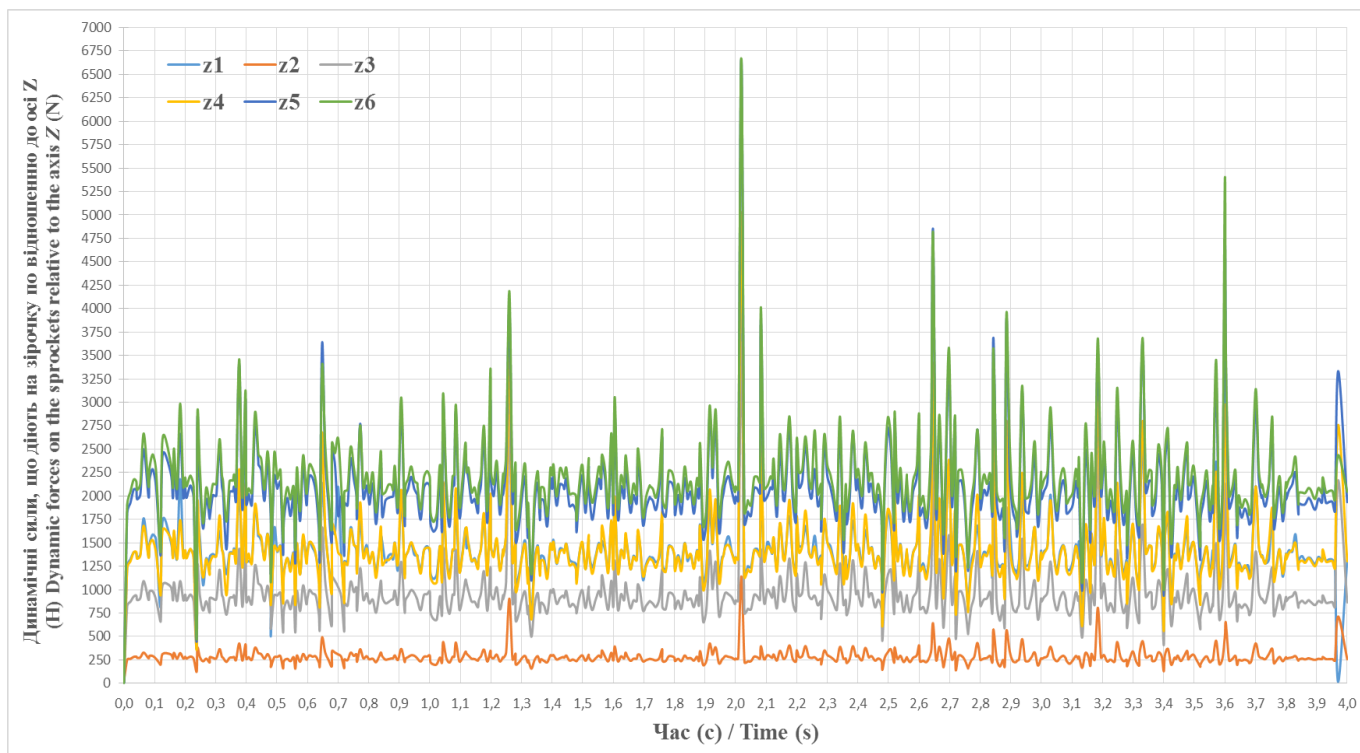
а) в металевому виконанні



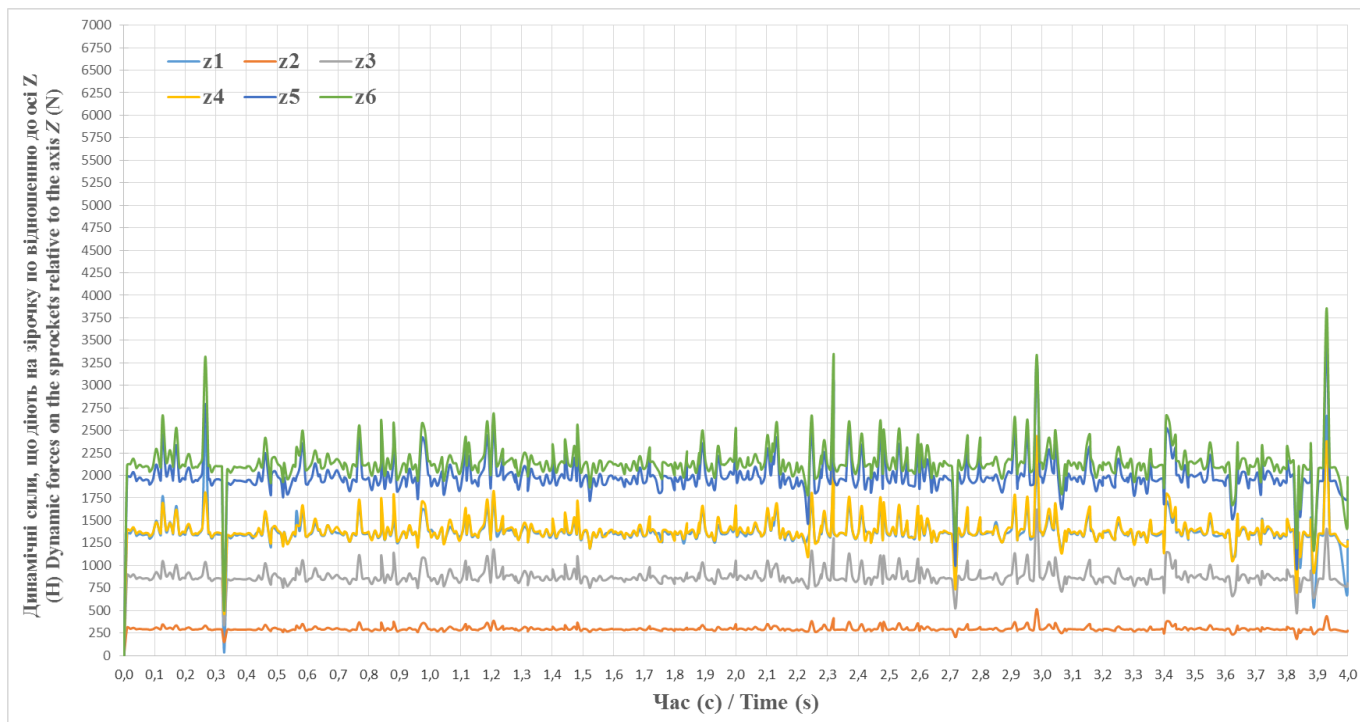
б) в полімерному виконанні

Рисунок 2.63 – Імпульс сили набігаючого шарніра по осі Y, Н·с

З графіків (рис. 2.63) чітко видно переваги застосування деталей ланцюгової передачі з полімерних матеріалів: максимальні та мінімальні значення імпульсу сили у 6 разів менші.



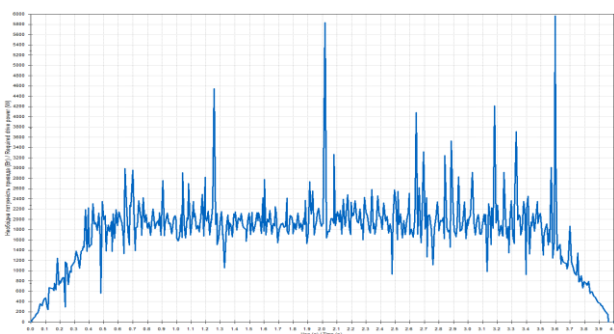
а) в металевому виконанні



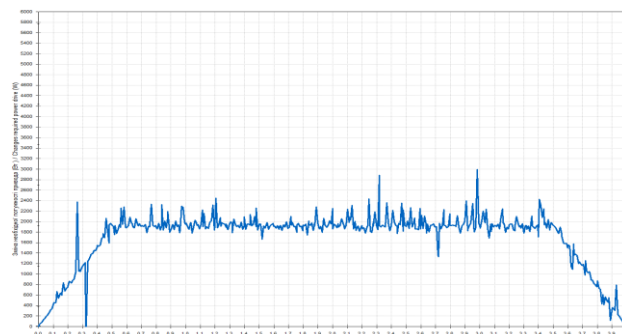
б) в полімерному виконанні

Рисунок 2.64 – Сили, що діють на зірочки по відношенню до осі Z, Н

Криві графіків (рис. 2.64, б) чітко демонструють зменшення діапазонів значень динамічних сил, що діють на зірочки в порівнянні з металевим виконанням (рис. 2.64, а), в якому вони набагато більші. Найменші динамічні сили спостерігаються у зірочки z_2 , а найбільші – в z_6 .



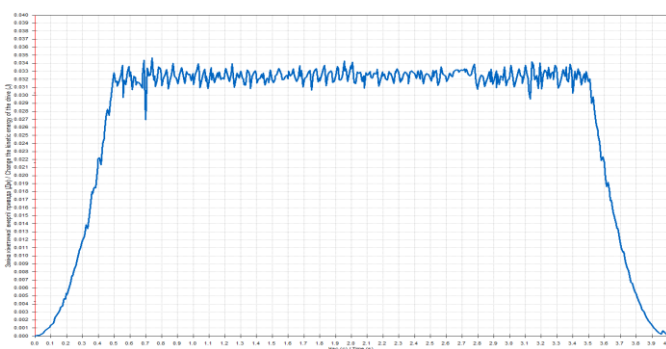
а) в металевому виконанні (середнє значення складає 1779 Вт)



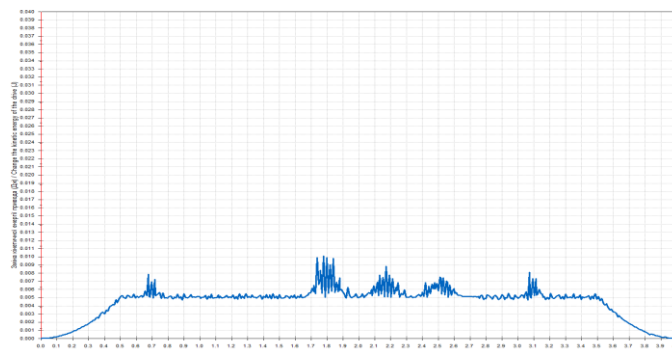
б) в полімерному виконанні (середнє значення складає 1716 Вт)

Рисунок 2.65 – Необхідна потужність двигуна привода, Вт

Амплітуди зміни необхідної потужності двигуна привода під час усталеного режиму роботи ланцюгової передачі в металевому виконанні (рис. 2.65, а) в кілька разів більші, ніж в полімерному (рис. 2.65, б). Різниця середніх значень необхідної потужності двигуна приводів в різних його реалізаціях складає 63 Вт.



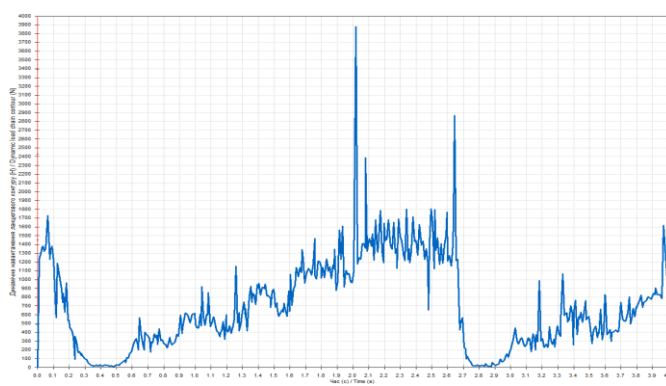
а) в металевому виконанні



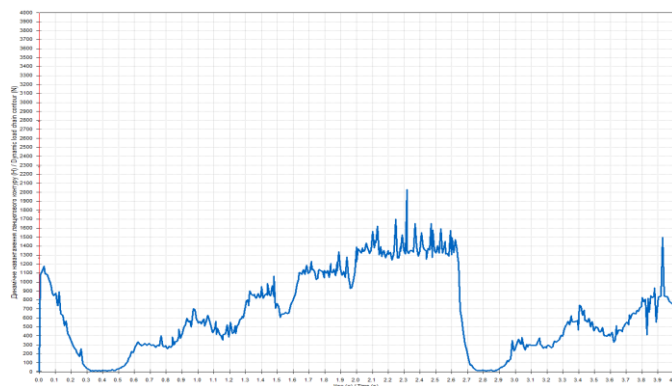
б) в полімерному виконанні

Рисунок 2.66 – Загальна кінетична енергія ролика ланцюга та пружної монолітної ланки, Дж

Максимальні значення загальної кінетичної енергії ланцюгової передачі порівняно з полімерним виконанням (рис. 2.66, б) у 5 разів більші в металевому виконанні (рис. 2.66, а).



а) в металевому виконанні



б) в полімерному виконанні

Рисунок 2.67 – Динамічне навантаження ланцюгового контуру, Н

З аналізу графіків (рис. 2.67) випливає, що середнє значення динамічного навантаження в металевому виконанні привода складає 684 Н, а в полімерному – 655 Н. Різниця середніх значень, що складає 29 Н ще раз підтверджує доцільність застосування деталей ланцюгової передачі з полімерних композитів.

Отримані результати дослідження динаміки на всіх перехідних і усталених режимах роботи дають змогу комплексно дослідити та вибрати сукупність значень параметрів багатомасових ланцюгових приводів, при яких ще на стадії проектування забезпечується висока динамічна якість, зниження віброактивності та енергоспоживання.

2.5 Дослідження та порівняльний аналіз динаміки напружено-деформованого стану елементів ланцюгових передач у металевому та полімерному їх виконанні

Відомо, що напружено-деформований стан – це сукупність внутрішніх напружень і деформацій, що виникають під час дії на матеріальне тіло зовнішніх навантажень, температурних полів та інших факторів. Сукупність напружень і компонентів деформації повністю характеризує напружено-деформований стан частинки тіла. Ці сукупності записують у вигляді тензорів напружень та деформацій.

Властивості міцності матеріалу під час впливу статичних та динамічних навантажень не однакові, а його руйнування має принципове розходження, обумовлене характером деформації. При статичних навантаженнях напруження і деформації розподілені рівномірно по всьому об'єму ізотропного тіла, оскільки кожна його частинка бере участь у процесі деформації, а при динамічних навантаженнях напруження, деформації і руйнування матеріалу виникають в одній частині тіла незалежно від того, що відбувається в іншій його частині, особливо це має місце в полімерних композитах.

Під час роботи ланцюгових передач також виникають і вібраційні навантаження контуру та зірочок передачі, які зосереджені в місцях багаторазової мікроударної взаємодії ролика ланцюга із зірочками передачі. Як результат такого впливу виникають великі локалізовані напруження і переміщення матеріалу, які

настільки швидко змінюються з часом, що виникаючі мікротріщини не встигають поширитися в матеріалі, а розподіл напружень і деформацій вже змінився.

Літературні джерела [82 – 84] описують конструктивні особливості вітчизняних і зарубіжних приводних роликів ланцюгів, а також результати експериментальних досліджень, які проводилися на втомну міцність пластин.

В роботі [19] показано результати машинних експериментів по дослідженню статичного напружено-деформованого стану пластин ланок ланцюга, які підтверджують складний характер взаємодії пластин і пов'язаних з ними деталей, нерівномірність полів напружень і деформацій у перетинах пластин, причому максимальна концентрація напружень визначається в області ослабленого отвором перетину пластини.

З аналізу останніх досліджень і літератури випливає, що розрахунок напружено-деформованого стану пластин ланок приводних роликів ланцюгів в динаміці не проводився.

Розглянемо 3D конструкції двохмасової ланцюгової передачі в металевому (рис. 2.68, а) і полімерному виконанні (рис. 2.68, б).

Побудовані 3D моделі металевих і полімерних зірочок ланцюгової передачі згідно параметрів і якісних характеристик по *ГОСТ 591-69*, металевий ланцюг – по *ГОСТ 13568-97*, що відповідає *ISO 606-94*, а полімерний ланцюг – згідно [59].

Для дослідження основних динамічних характеристик і напружено-деформованого стану елементів ланцюгових передач були задані наступні параметри:

- напрямок обертання ведучої зірочки (червоні стрілки, рис. 2.68) – проти годинникової стрілки з частотою $n_1 = 300 \text{ хв}^{-1}$;
- момент опору веденої зірочки $T_2 = 50 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (сині стрілки, рис. 2.68);
- час повного дослідження з урахуванням перехідних процесів – від 0 до 4 секунд, що відповідає більш, ніж одному періоду обертання ланцюгового контуру;
- час для дослідження напружено-деформованого стану пластини внутрішньої та зовнішньої ланок металевого ланцюгового контуру і пружної монолітної ланки полімерного ланцюгового контуру складає від 0,5 до 1,05 секунди, що відповідає

одному повному періоду обертання ланцюгових контурів в усталеному режимі роботи;

- прискорення земного тяжіння направлено в сторону, протилежну осі Y (рис. 2.68).

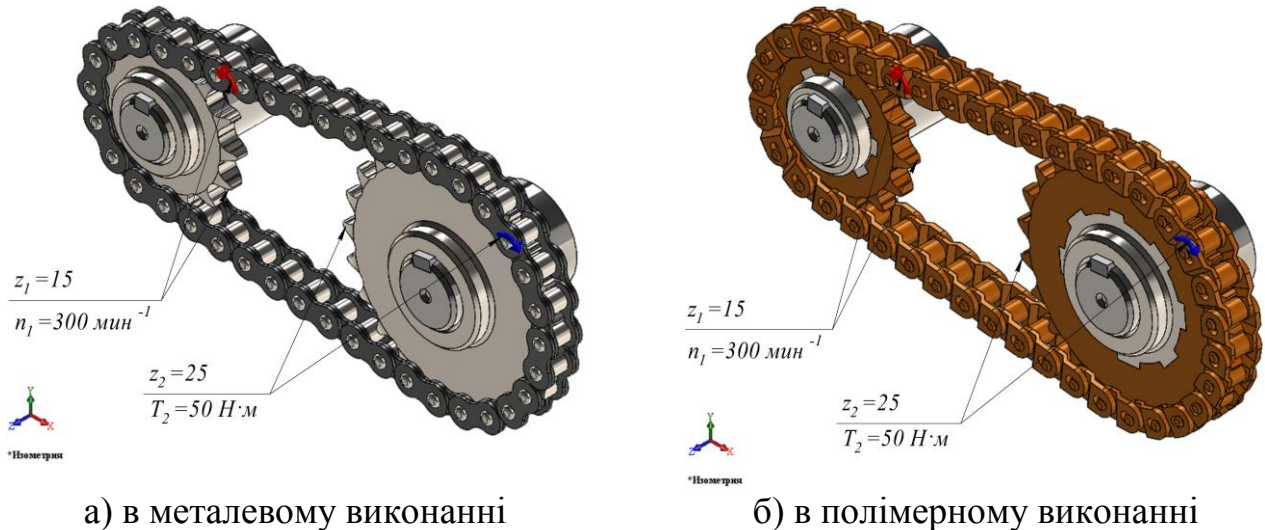


Рисунок 2.68 – 3D моделі двохмасової ланцюгової передачі

Охарактеризуємо час розрахунку: від 0 до 0,3 секунди ведуча зірочка поступово набирає частоту обертання ($0 - 300 \text{ хв}^{-1}$); від 0,3 до 3,7 секунд – система працює в усталеному режимі; від 3,7 до 4 секунд ведуча зірочка поступово зменшує свою частоту обертання ($300 - 0 \text{ хв}^{-1}$).

Для побудови порівняльних характеристик виберемо набігаючий шарнір ланцюга на ведучу зірочку z_1 в металевому виконанні та набігаючу пружну монолітну ланку – в полімерному виконанні.

Проаналізуємо графіки, отримані в результаті дослідження ланцюгових приводів: динамічне навантаження ланцюгового контуру (рис. 2.69); зміни необхідної потужності двигуна привода (рис. 2.70).

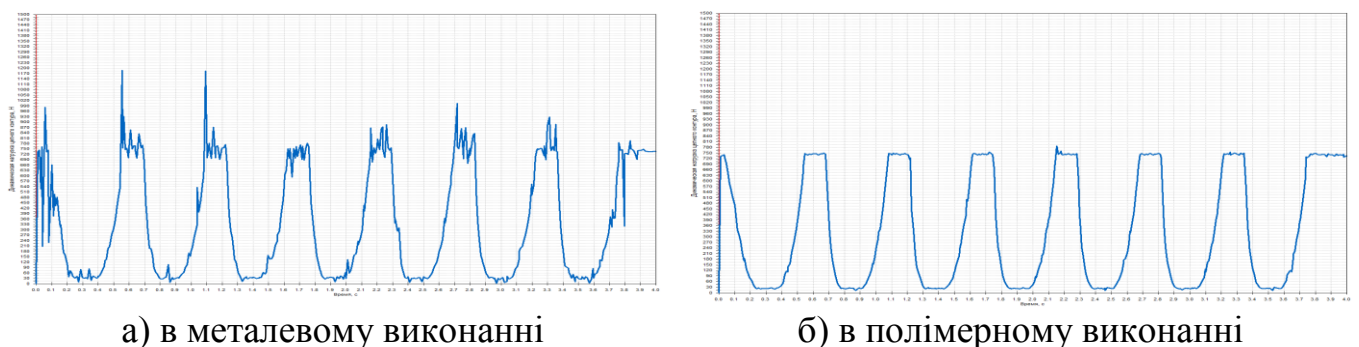
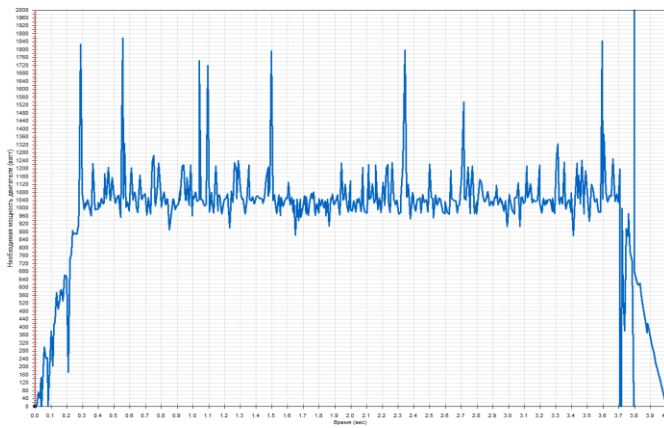
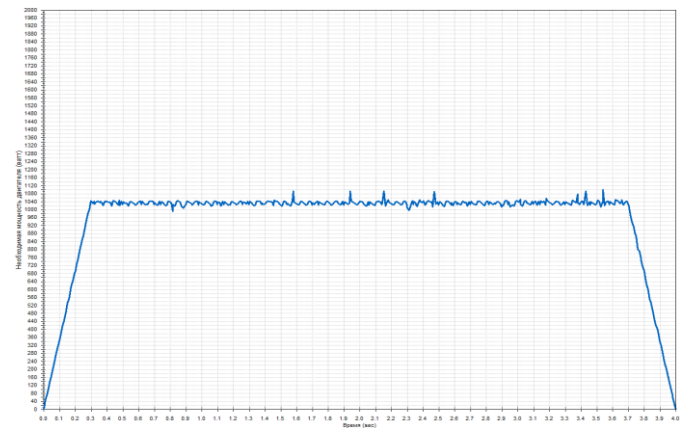


Рисунок 2.69 – Динамічне навантаження ланцюгового контуру, Н



а) в металевому виконанні (середнє значення 991 Вт)



б) в полімерному виконанні (середнє значення 960 Вт)

Рисунок 2.70 – Необхідна потужність двигуна привода, Вт

З аналізу графіків (рис. 2.69) випливає, що середнє значення динамічного навантаження в металевому виконанні передачі складає 345 Н, а в полімерному – 331 Н. Різниця середніх значень становить 14 Н, що в свою чергу, підтверджує доцільність застосування елементів ланцюгової передачі з полімерних композитів.

Амплітуди зміни необхідної потужності ланцюгового приводу при роботі ланцюгової передачі в металевому виконанні (рис. 2.70, а) у кілька разів більші, ніж в полімерному (рис. 2.70, б). Різниця середніх значень необхідної потужності ланцюгового приводу при різному виконанні елементів передачі становить 31 Вт.

Розглянемо на основі яких рівнянь відбувається розрахунок напружено-деформованого стану елементів ланцюгових передач в програмному комплексі "SolidWorks".

Напруження "von Mises" використовує критерій відмови для оцінки пластичних матеріалів, і обчислюється таким чином [93, 76]:

$$\sigma_{\text{von Mises}} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}},$$

де σ_1 , σ_2 і σ_3 – головні напруження.

Теорія Мізеса-Генки (Mises-Hencky) стверджує, що пластичний матеріал починає пошкоджуватися в місцях, де напруження по Мізесу стає рівним граничному напруженню $\sigma_{\text{предел}}$, в якості якого в більшості випадків використовується границя текучості матеріалу. Як відомо, границя текучості залежить від температури. Задана величина границі текучості повинна враховувати

температуру компонента. Коефіцієнт запасу міцності n в даному місці буде розраховуватися наступним чином:

$$n = \frac{\sigma_{\text{предел}}}{\sigma_{\text{vonMises}}}$$

Результуюче пружне переміщення δ ($URES$) не використовує довідкову геометрію, яка визначає форму або контур поверхні твердого тіла. До довідкової геометрії відносяться площини, координатні осі, системи координат, а також точки. Форми режимів втрати стійкості ілюструють тільки переміщення вузлів відносно один одного. Значення переміщень обчислюються на підставі різних процедур нормалізації. Програмний комплекс "SolidWork" нормалізує кожну форму коливань таким чином:

$$\{\phi_i\}^T \cdot [K_G] \cdot \{\phi_i\} = [I],$$

де $\{\phi_i\}$ – вектор, що представляє i -ю форму втрати стійкості; $\{\phi_i\}^T$ – транспозиція вектора $\{\phi_i\}$; $[K_G]$ – геометрична матриця жорсткості; $[I]$ – одинична матриця.

Побудуємо та проаналізуємо: максимальні розподіли напружень (рис. 2.71); максимальні результуючі пружні переміщення (рис. 2.72); мінімальні значення коефіцієнта запасу міцності пластин ланок металевого ланцюга і пружної монолітної ланки полімерного ланцюга (рис. 2.73).

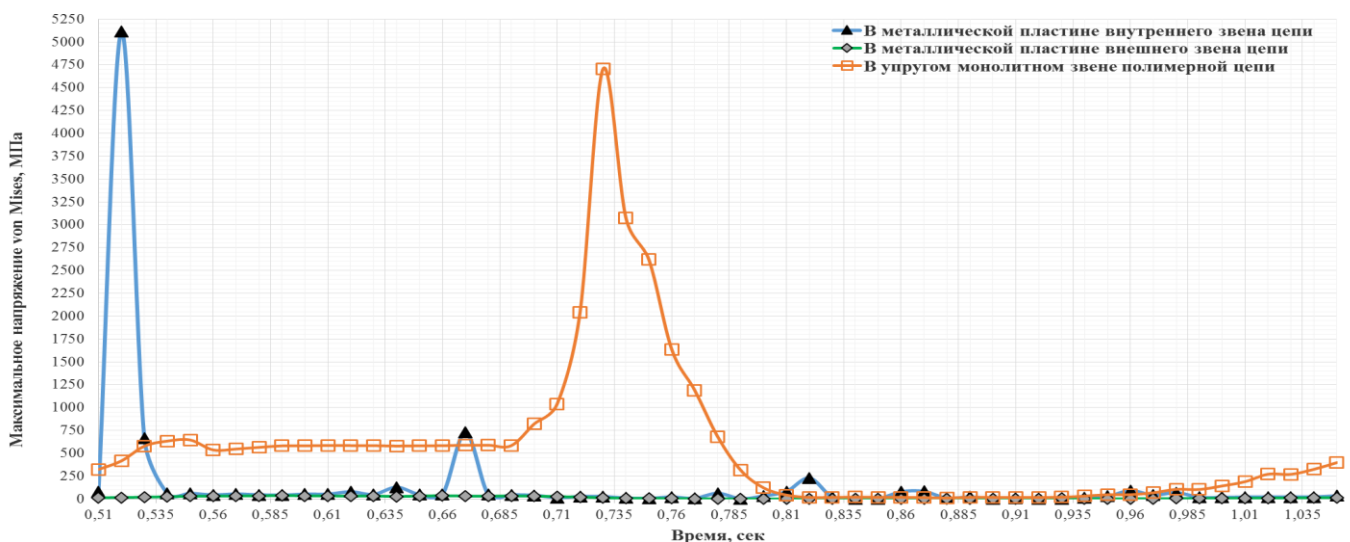


Рисунок 2.71 – Максимальні розподіли напружень в пластинах ланок металевого ланцюга і пружній монолітній ланці полімерного ланцюга

(середні значення максимальних розподілів напружень: в металевій пластині зовнішньої ланки – 14,58 МПа, в металевій пластині внутрішньої ланки – 157 МПа; в полімерній ланці – 567 МПа)

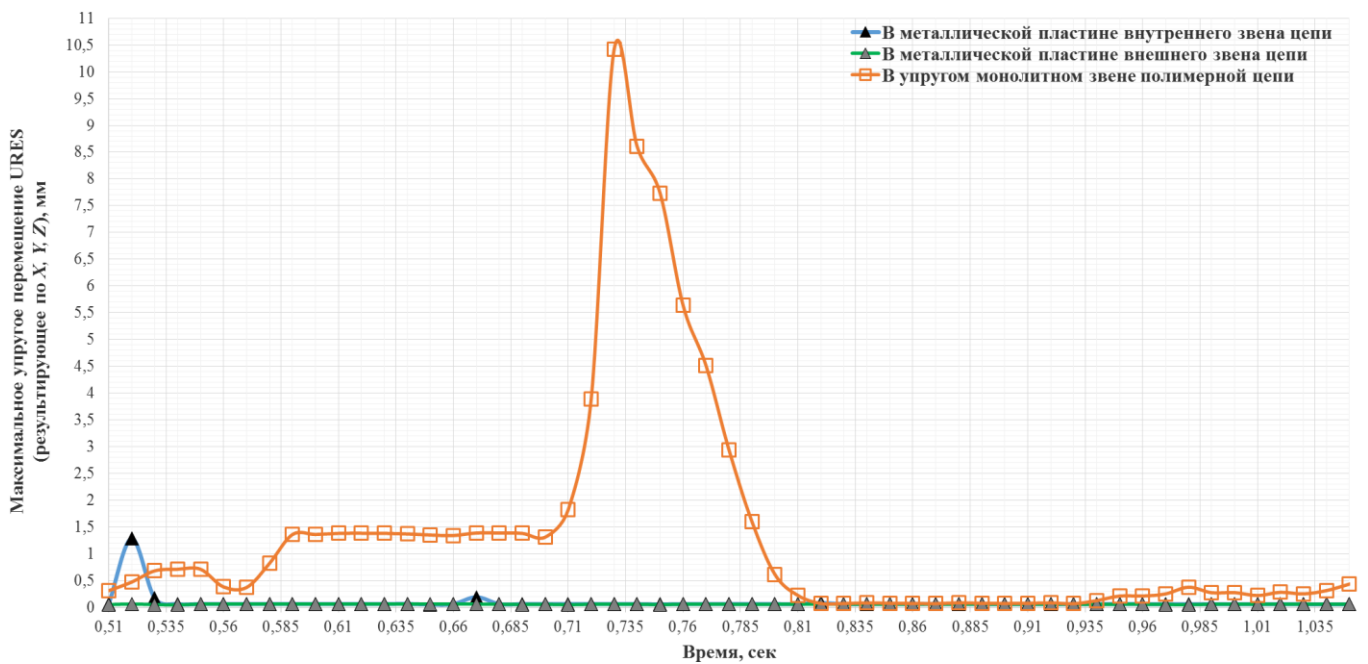


Рисунок 2.72 – Максимальні результуючі пружні переміщення в пластинах ланок металевого ланцюга і пружній монолітній ланці полімерного ланцюга (середні значення максимальних результуючих пружних переміщень: в металевій пластині зовнішньої ланки – 0,06 мм, у металевій пластині внутрішньої ланки – 0,09 мм; в полімерній ланці – 1,33 мм)

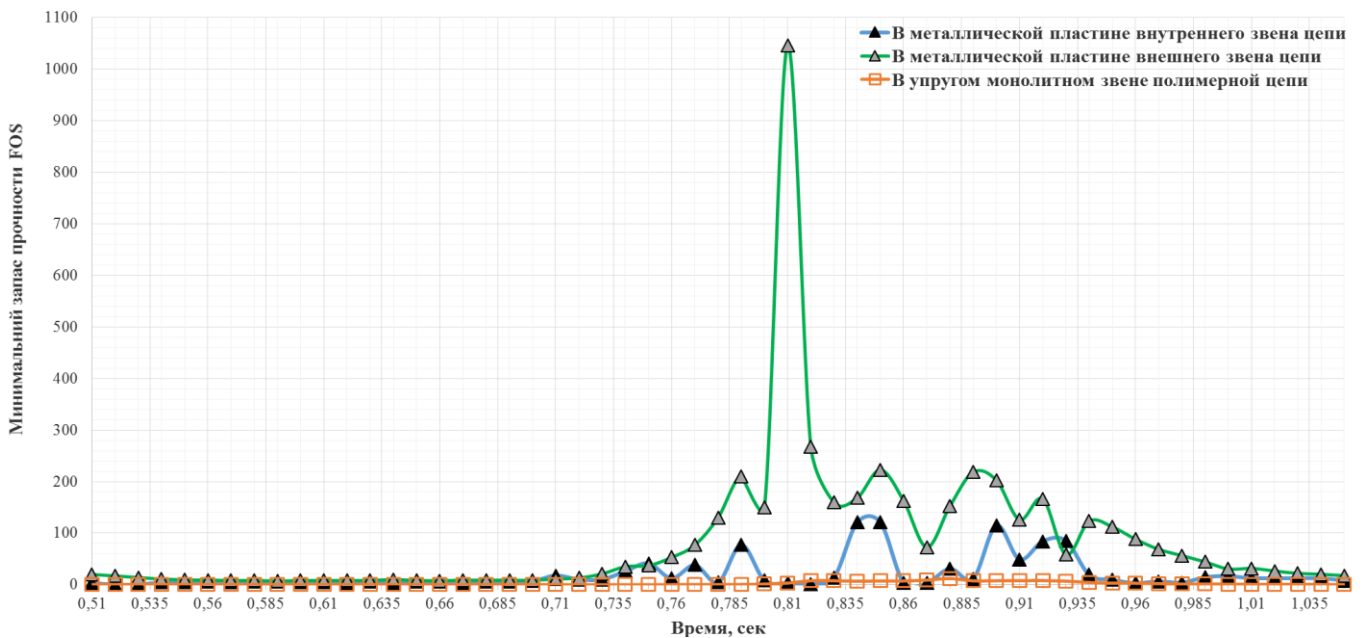
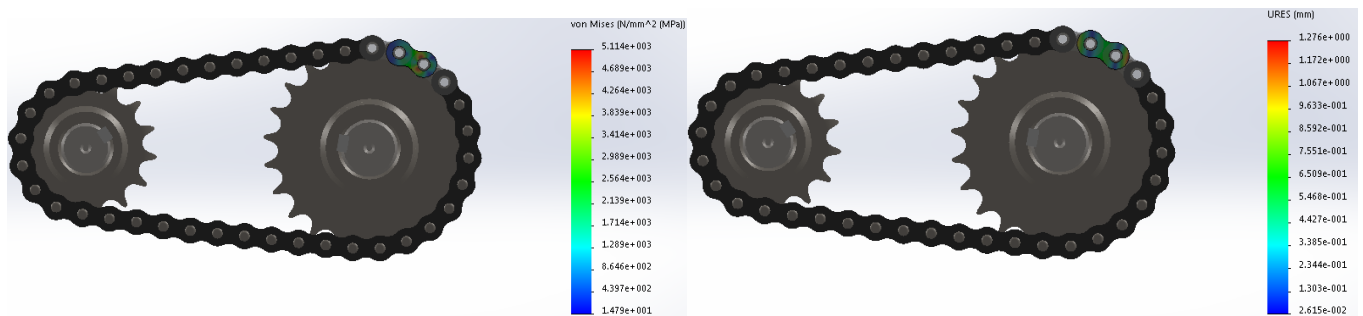
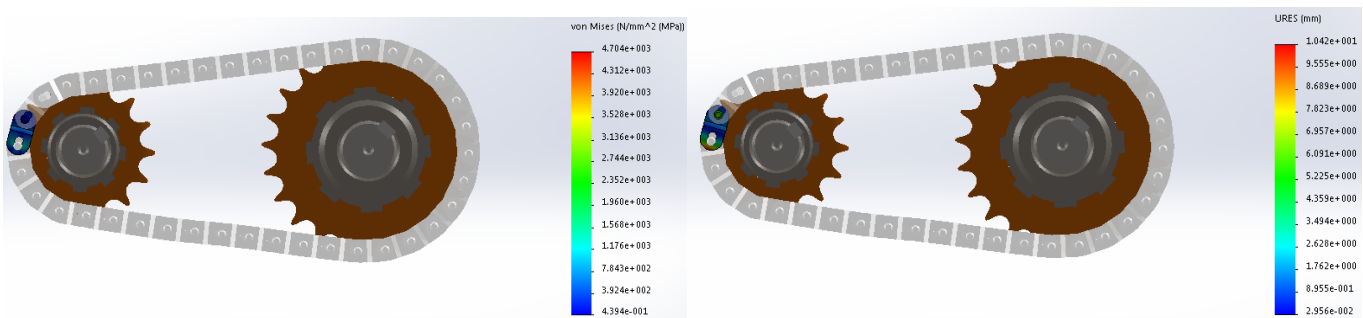


Рисунок 2.73 – Мінімальні значення коефіцієнта запасу міцності пластин ланок металевого ланцюга і пружної монолітної ланки полімерного ланцюга (середні значення мінімальних значень коефіцієнта запасу міцності досліджуваних елементів: в металевій пластині зовнішнього ланки – 83,63; в металевій пластині внутрішнього ланки – 20,22; в полімерній ланці – 2,27)

На графіках (рис. 2.71, 2.72) чітко видно піки максимальних значень розподілу напружень і результуючих пружних переміщень як в металевому, так і в полімерному виконанні, які виникають в один і той же час на обох графіках. Це свідчить про те, що при виникненні максимального (пікового) напруження виникає і відповідне йому максимальне (пікове) результуюче пружне переміщення у вузлах досліджуваних елементів ланцюгів (рис. 2.74).



а) в пластині внутрішньої ланки металевого ланцюга



б) в пружній монолітній ланці полімерного ланцюга

Рисунок 2.74 – Максимальні (пікові) напруження і результуючі пружні переміщення у вузлах досліджуваних елементів ланцюгів

Максимальне напруження у вузлах пружної монолітної полімерної ланки менше, ніж в металевій пластині внутрішнього ланки ланцюга (рис. 2.71, 2.74). У разі металевого виконання пластина внутрішньої ланки в піковий момент починає переміщуватися по ведучій вітці ланцюгового контуру, тобто шарнір перестає контактувати з веденою зірочкою, а в полімерному виконанні – навпаки, пружна монолітна ланка контактує з ведучою зірочкою (рис. 2.74). У ці моменти спостерігається також зниження мінімального коефіцієнта запасу міцності обох досліджуваних елементів передачі (рис. 2.73). Це є підтвердженням існування виникаючих вібраційних навантажень, які багаторазово діють на зірочки і контур ланцюга в процесі роботи передачі, і зосереджені в місцях мікроударної взаємодії

ролика ланцюга із зірочками. В результаті такого впливу виникають великі локалізовані напруження і пружні переміщення в матеріалі, що в більшості випадків і є причиною розриву пластин ланок металевого ланцюга. Крім того, отримане середнє мінімальне значення коефіцієнта запасу міцності пластин металевого ланцюга відповідає традиційному своєму високому значенню, а для полімерного ланцюга це значення вкладається в машинобудівні норми.

2.6 Висновки до розділу

1. Розроблено алгоритм розрахунку та підбору оптимальних параметрів багатомасової ланцюгової передачі.

2. Створено програмний продукт *"Расчёт n-массовой цепной передачи"*, який враховує втрати потужності на тертя в шарнірах ланцюгового контуру, підбирає оптимальні параметри передачі, при яких забезпечується висока динамічна якість, коефіцієнт корисної дії, термін служби, будує контур передачі та розраховує всі необхідні дані для побудови її просторової моделі.

3. Розроблена інженерна методика проектування 3D моделей ланцюгового привода будь-якої складності ланцюгової передачі, яка дозволяє комплексно дослідити рух передачі та будь-якого її елемента (деталі), проводити порівняльний аналіз кінематики, динаміки та напружено-деформованого стану деталей ланцюгового привода в різній реалізації його передачі.

З аналізу отриманих результатів дослідження кінематики випливає, що в різні періоди часу руху ролик ланцюга поводить себе неоднаково:

- коли в механічній системі настає усталений режим руху, то починає прослідковуватися характер поведінки ролика ланцюга з часом, він рухається періодично, виникають певні коливання ролика при знаходженні його у ведучій та веденій вітках ланцюга;

- замінивши металеві деталі, внутрішні та зовнішні ланки, ланцюгової передачі на пружну монолітну полімерну ланку спостерігається зменшення амплітуд поперечних, поздовжніх та крутильних коливань під час проходження ролика по вітках ланцюгового контуру.

Проаналізувавши отримані результати дослідження динаміки, порівнюючи металеве виконання деталей передачі з полімерним, впливає, що:

- максимальні та мінімальні значення імпульсу сили в полімерному виконанні деталей у 6 разів менші;
- максимальні значення моменту сили тертя в полімерному виконанні деталей у 5 разів менші в порівнянні з металевим виконанням;
- діапазон змін обертального моменту двигуна та сил, які діють на ведучу та ведені зірочки, у різних координатних площинах, в полімерному виконанні ланцюгового привода набагато менший, ніж в металевому виконанні, що дає змогу підвищити стійкість передачі обертального моменту веденим зірочкам;
- діапазон зміни значень динамічних навантажень ланцюгового контуру у різних координатних площинах в полімерному виконанні стійкий та сталий в порівнянні зі значеннями в металевому виконанні;
- сили контакту (удару) між ведучою зірочкою і набігаючим металевим роликом ланцюга більші в порівнянні з контактом пружної монолітної ланки та ведучої зірочки;
- зменшення діапазону зміни необхідної потужності двигуна привода та його зниження досягається в полімерному виконанні ланцюгової передачі;
- максимальні значення загальної кінетичної енергії ролика металевого ланцюга у 5 разів більші порівняно з пружною монолітною ланкою. Зменшення загальної кінетичної енергії призводить до підвищення реверсивності ланцюгової передачі, тобто для зміни напрямку руху системи необхідно прикласти меншу силу.

4. В результаті дослідження та порівняльного аналізу динаміки напружено-деформованого стану металевих пластин зовнішньої та внутрішньої ланок, а також пружної монолітної ланки полімерного ланцюга виявилось:

- максимальне (пікове) напруження у вузлах пружної монолітної полімерної ланки менше на 375МПа, ніж в металевій пластині внутрішньої ланки ланцюга, що підтверджує існування виникаючих вібраційних навантажень, які багаторазово діють на зірочки і контур ланцюга в процесі роботи передачі, і зосереджені в місцях мікроударної взаємодії ролика ланцюга із зірочками, і як результат такого впливу,

виникають великі локалізовані напруження і пружні переміщення в матеріалі, що і є причиною розриву пластин ланок металевго ланцюга.

- отримане середнє мінімальне значення коефіцієнта запасу міцності пластин металевго ланцюга відповідає традиційному своєму високому значенню 83-20, а для полімерного ланцюга це значення вкладається в машинобудівні норми 2,27.

Результати даного розділу опубліковані у роботах [3, 33, 42, 43, 46, 64 – 67, 69 – 72, 76, 104, 106, 107].

РОЗДІЛ 3

ПОРІВНЯННЯ НАТУРНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ТА КОМП'ЮТЕРНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ЛАНЦЮГОВОГО ПРИВОДА

3.1 Натурні експерименти

3.1.1 Експериментальний стенд

Для проведення натурних експериментів по динаміці ланцюгового привода був використаний та модернізований експериментальний стенд [40].

Як відомо, вигин валиків металевого ланцюга зумовлює відповідний вигин пластин ланки, в результаті чого на внутрішній і зовнішній їх сторонах виникають напруження та деформації. Зміна напружено-деформованого стану пластин фіксується за допомогою тензомоста з чотирьох тензодатчиків 5 марки КФ5П1-5-100 (рис. 1.7, 3.1, 3.2) з вимірювальною базою 5 мм та опором 100 Ом кожний. Далі сигнал передається через клемовий роз'єм X_2 , де підсилюється інструментальним підсилювачем 11 марки AD8555 (фірми Analog Devices), що забезпечує нульовий дрейф і цифрове програмування параметрів, та передається на осцилограф 10 (рис. 3.2) марки Siglent SDS1022DL, який зберігає результати для подальшої їх цифрової обробки спеціалізованим програмним забезпеченням на ПК.

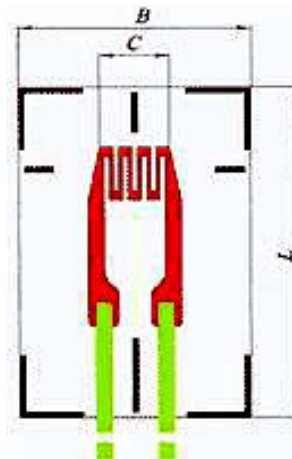


Рисунок 3.1 – Тензодатчик марки КФ5П1-5-100

(C – ширина чутливого елемента 3,6 мм; B – ширина датчика 5,9 мм;

L – довжина без виводів 11,8 мм)

Тензодатчик КФ5П1-5-100 призначений для вимірювання відносних деформацій деталей машин при статичних та динамічних навантаженнях, а також для вимірювання інших механічних величин (сил, прискорень, переміщень, тиску).

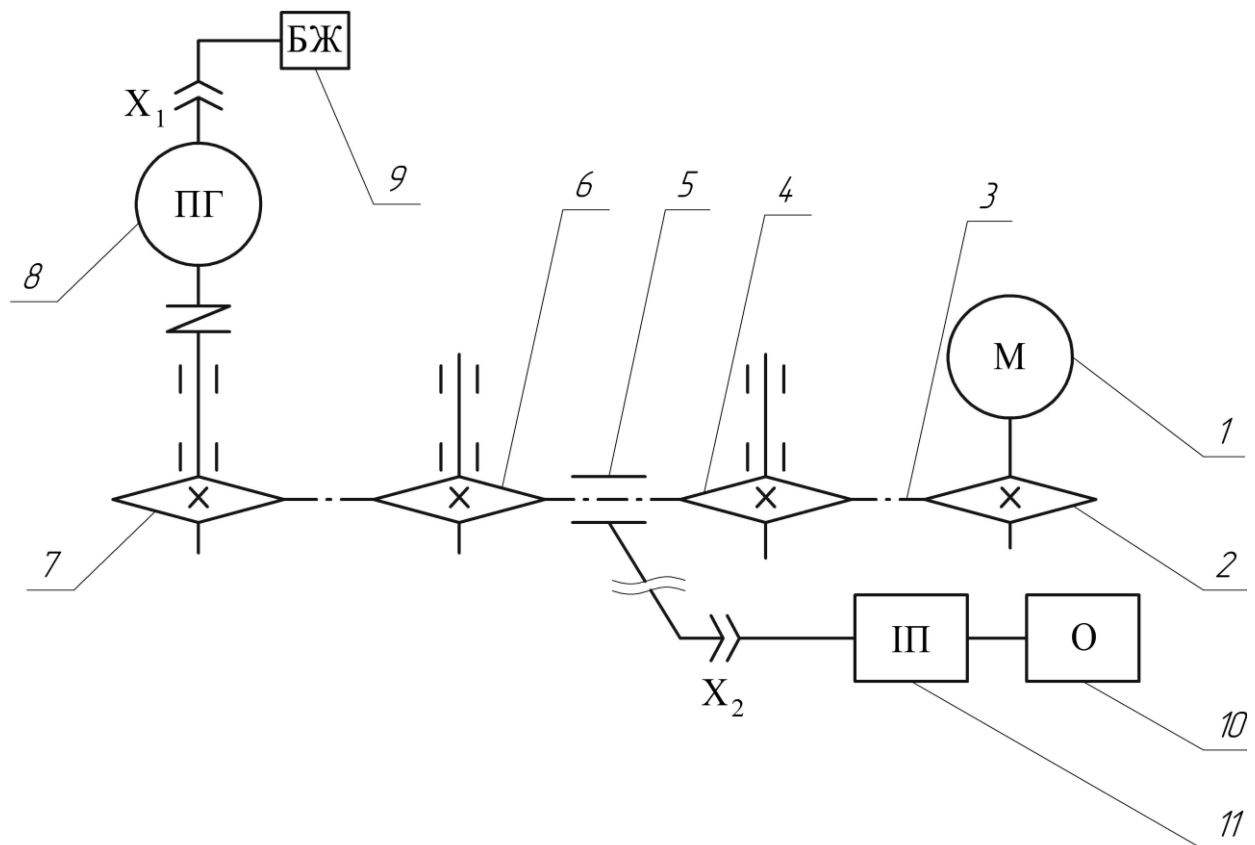


Рисунок 3.2 – Модернізована вимірювальна схема експериментального стенду

Коротко розглянемо характеристику тензодатчика КФ5П1-5-100:

- товщина тензорезистора по всій площі чутливого елемента – $0,06^{+0,02}$ мм;
- середнє квадратичне відхилення чутливості при нормальній температурі $S_n = 0,02$;
- коефіцієнт чутливості при номінальній температурі $k = 1,9$.

Сигнал, що виникає на виході тензомоста зазвичай досить малий і містить шум, а також похибки зсуву і підсилення. Усунути вище вказані недоліки дозволяє інструментальний підсилювач (П) AD8555 з нульовим дрейфом, який забезпечує можливість калібрування підсилення і зміщення сигналу за допомогою цифрового інтерфейсу. П компенсує похибку зсуву і похибку коефіцієнта перетворення мостових тензодатчиків, а також виявляє збій у роботі датчиків.

Регулювання параметрів здійснюється програмним шляхом, що дозволяє позбутися підлаштування резисторів і трудомісткого процесу калібрування. У багатьох випадках, коли від вимірювальної системи потрібні компактність, надійність, можливість роботи в широкому температурному діапазоні, П AD8555,

що випускається в корпусі LFCSP розміром 4x4 мм, стає найбільш вдалим варіантом вибору.

Інструментальний підсилювач AD8555 може працювати з навантаженням, яке має досить велику ємність, тому він може бути розташований поблизу тензодатчиків і з'єднуватися зі схемою обробки сигналу довгим кабелем. Високий ступінь функціональної інтеграції і висока точність виділяють даний ІІІ з йому подібних.

Отже, інструментальний підсилювач AD8555 спрощує конструкцію вимірювальної системи на базі тензомоста за рахунок: наявності підсилювача з автопідстроюванням нуля і програмованим коефіцієнтом підсилення (похибка коефіцієнта підсилення складає 0,05%), можливості програмування зсуву, виявлення несправності датчиків.

Розглянемо схему модернізованого експериментального стенду (рис. 3.2). Багатомасовий ланцюговий привод оснащений машиною постійного струму 1 (МП-52), яка приводить в рух ланцюгову передачу 3, що складається з ведучої зірочки 2 ($z_1 = 18$), відхиляючої зірочки 4 ($z_2 = 18$), натяжної зірочки 6 ($z_3 = 17$) та зірочки 7 ($z_4 = 18$), що створює момент опору за допомогою електромагнітного порошкового гальма 8 (ПГ-6М1), опір якого регулюється блоком живлення 9 (0 – 24 В), під'єднаного через клемовий роз'єм X_1 .

3.1.2 Дослідження динаміки багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими, металополімерними та полімерними деталями передачі

Шляхом обробки осцилограм по дослідженню динаміки багатомасового ланцюгового привода (оснащеного металевими, металополімерними та полімерними деталями) спеціалізованим програмним забезпеченням на ПК була визначена лінійна залежність взаємозв'язку цифрового сигналу і величини навантаження у вимірювальній ланці ланцюга ($1 \text{ mV} = 10 \text{ H}$).

Електромагнітне порошкове гальмо марки ПГ-6М1 дає можливість вибирати значення гальмівного моменту від 0 до 60 Н·м, регулюючи його напругу живлення. При паралельному підключенні котушок збурення максимальна величина напруги

складає 12 В, а при послідовному – 24 В. У нашому випадку котушки збурення підключені послідовно і подавалась напруга 6 В ($M_{оп} = 15 \text{ Н}\cdot\text{м}$).

Під час дослідження були використані такі основні параметри привода:

- частота обертання валу машини постійного струму 300 хв^{-1} (існує можливість її регулювання);
- крок ланцюга 19,05 (як металевого, так і полімерного);
- зірочка 7 буде створювати момент опору 15 Н·м;
- загальна кількість ланок ланцюга – 96.

Визначимо мінімальну потужність двигуна, по результату якої можна буде судити про спроможність забезпечити машиною постійного струму (МП-52) рушійного моменту передачі та подолання моменту опору:

$$N_{\text{необх}} = \frac{M_{\text{оп}} \cdot \pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{15 \cdot \pi \cdot 300}{30} \approx 471,24 \text{ (Вт)}$$

Машина постійного струму має номінальну потужність 20 кВт і спроможна забезпечити всі режими роботи передач під час дослідження.

На рисунку 3.3 показана вимірювальна ланка, яку застосовували під час дослідження динаміки багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими, металополімерними та полімерними деталями (рис. 3.4 – 3.6 відповідно).

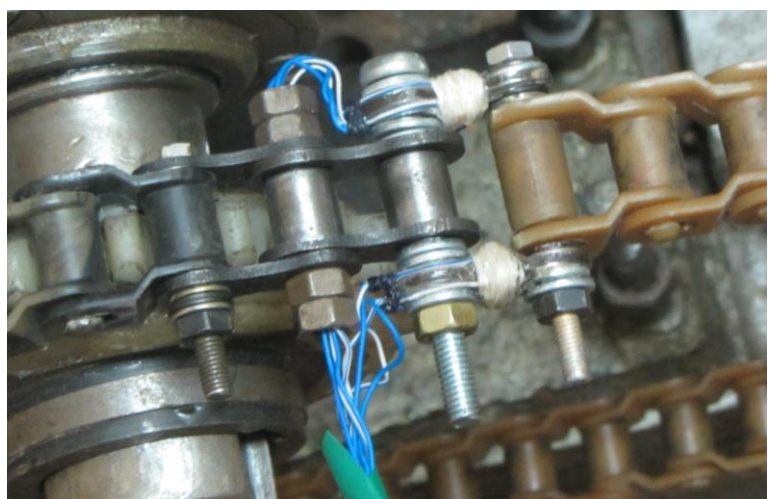


Рисунок 3.3 – Дослідна вимірювальна ланка, встановлена в металевому (ліворуч) та полімерному (праворуч) ланцюгових контурах ланцюгової передачі

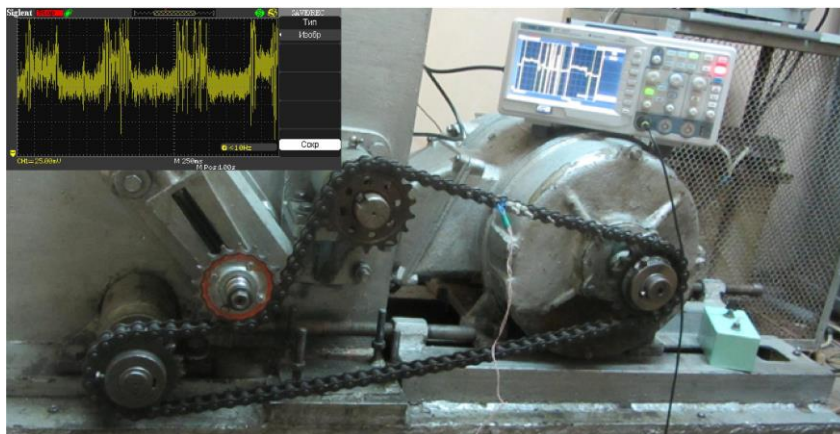


Рисунок 3.4 – Багатомасовий ланцюговий привод,
оснащений металевими деталями передачі

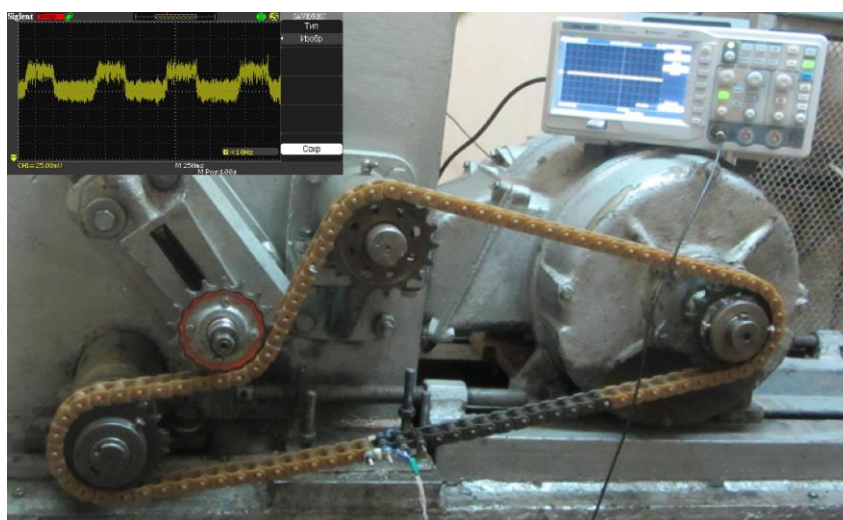


Рисунок 3.5 – Багатомасовий ланцюговий привод, оснащений полімерним ланцюгом
та металевими зірочками

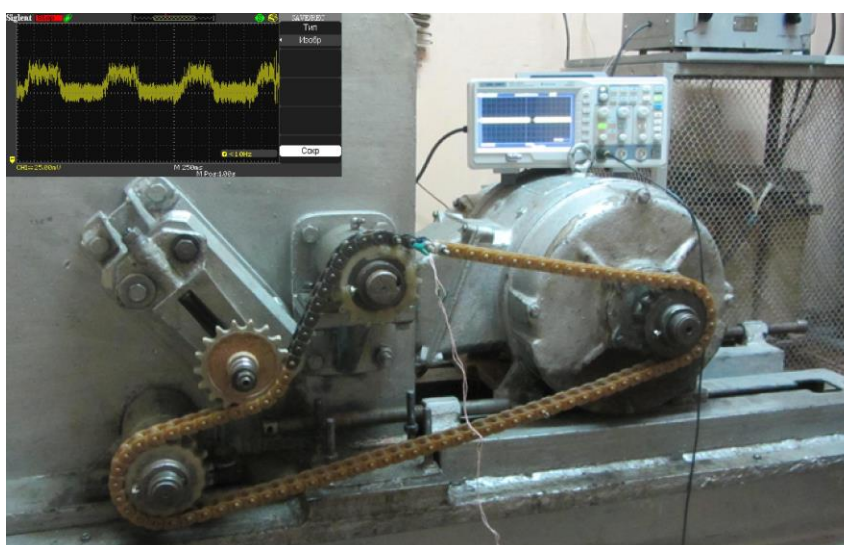


Рисунок 3.6 – Багатомасовий ланцюговий привод,
оснащений полімерними деталями передачі

По результатах дослідження були побудовані відповідні експериментальні осцилограми (рис. 3.7 – 3.10) та розраховані середні значення динамічного навантаження у ведучій вітці ланцюгового контуру.

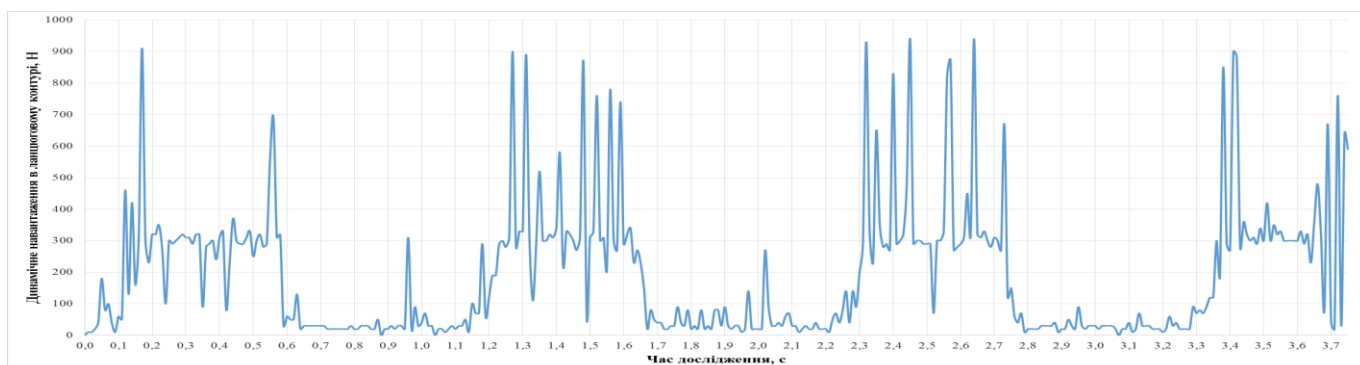


Рисунок 3.7 – Експериментальна осцилограма динамічного навантаження багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими деталями передачі (середнє значення у ведучій вітці контуру 360 Н)

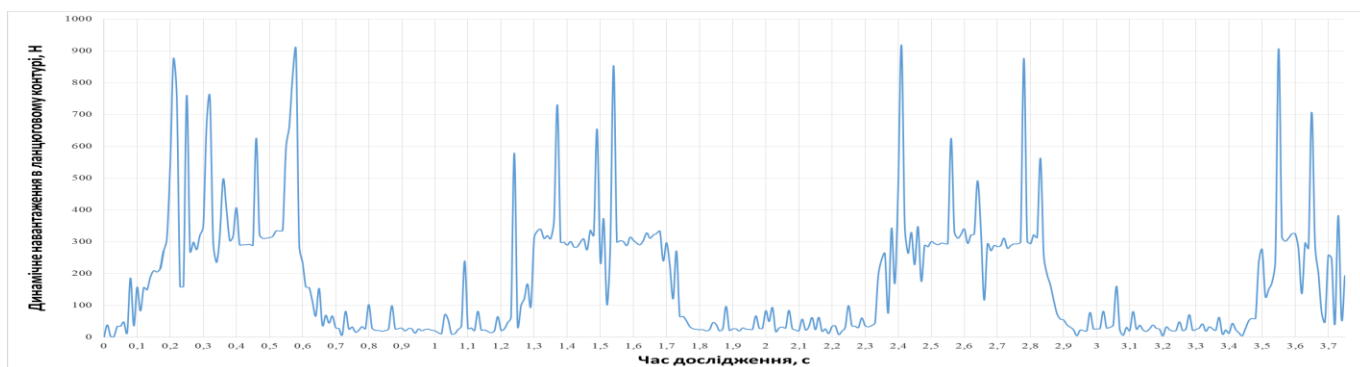


Рисунок 3.8 – Експериментальна осцилограма динамічного навантаження багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевим ланцюгом та полімерними зірочками (середнє значення у ведучій вітці контуру 338 Н)

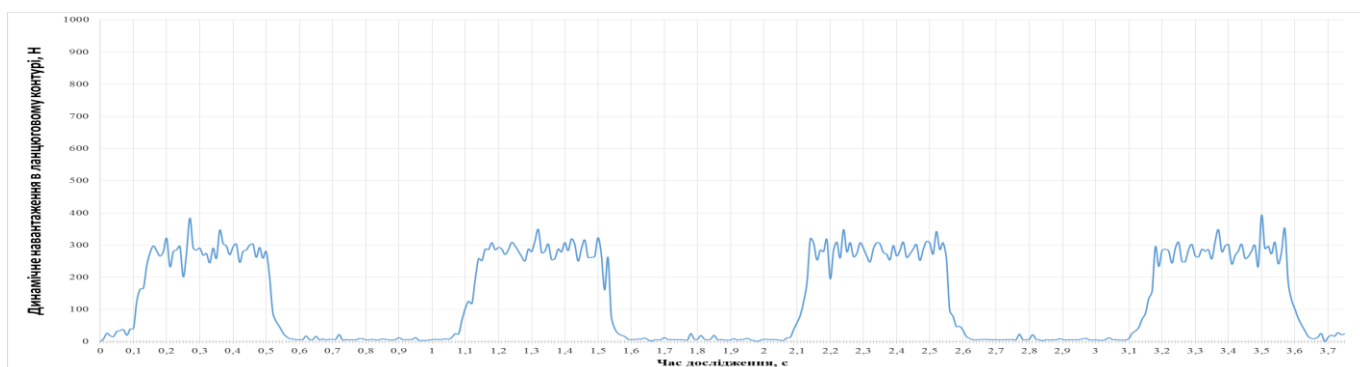


Рисунок 3.9 – Експериментальна осцилограма динамічного навантаження багатомасового ланцюгового привода, оснащеного полімерним ланцюгом та металевими зірочками (середнє значення у ведучій вітці контуру 264 Н)

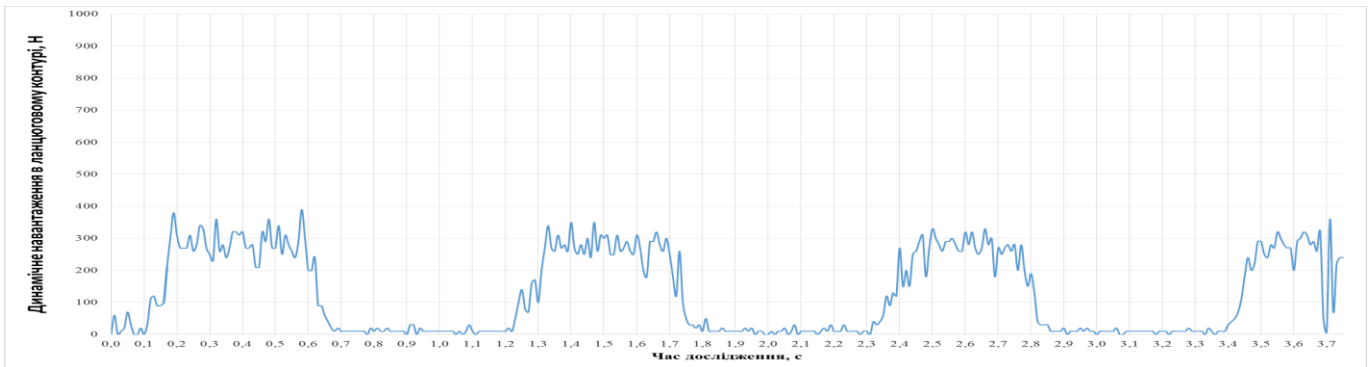


Рисунок 3.10 – Експериментальна осцилограма динамічного навантаження багатомасового ланцюгового привода, оснащеного полімерними деталями передачі (середнє значення у ведучій вітці контуру 266 Н)

Зауважимо, що по суті зміна динамічного навантаження в ланцюговому контурі тотожна зміні сили, яка діє на шарніри вимірювальної ланки ланцюга.

Порівняємо осцилограми дослідження багатомасового ланцюгового привода (рис. 3.11), оснащеного металевими (М+М), металополімерними (М+П – металевий ланцюг, полімерні зірочки; П+М – полімерний ланцюг, металеві зірочки) та полімерними деталями передачі (П+П).

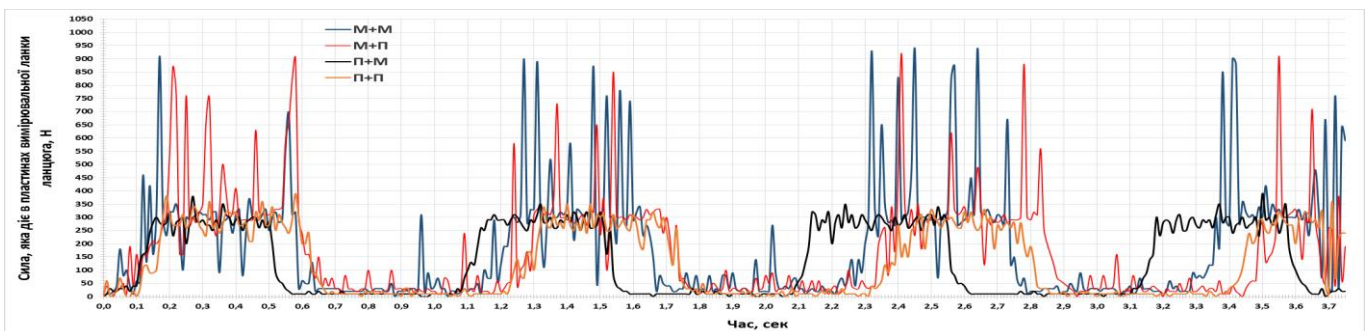


Рисунок 3.11 – Експериментальні осцилограми динамічного навантаження багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими, металополімерним та полімерними деталями передачі (М+М при частоті обертання 300 хв^{-1} , М+П – 285 хв^{-1} , П+М – 315 хв^{-1} , П+П – 290 хв^{-1})

На осцилограмах (рис. 3.7 – 3.11) прослідковується певна залежність зміни сили в пластинах вимірювальної ланки ланцюга з часом. Верхні піки характеризують знаходження вимірювальної ланки у ведучій вітці ланцюгового контуру, а нижні – у веденій. На проміжках часу між верхніми та нижніми піками вимірювальна ланка контактує з зірочками передачі. Порівняння осцилограм на рис. 3.11 здійснюється в розділі 3.3

3.2 Комп'ютерні дослідження

3.2.1 Створення об'ємної моделі експериментального стенду

3D моделі деталей ланцюгової передачі експериментального стенду (рис. 3.12 – 3.15) побудовані відповідно до алгоритму, який детально розглянутий в 2 розділі дисертації, а також використані параметри та якісні характеристики зірочок ланцюгової передачі по *ГОСТ 591-69*; металевого ланцюга – по *ГОСТ 13568-97*, що відповідає *ISO 606-94*, а полімерного – відповідно до [59].

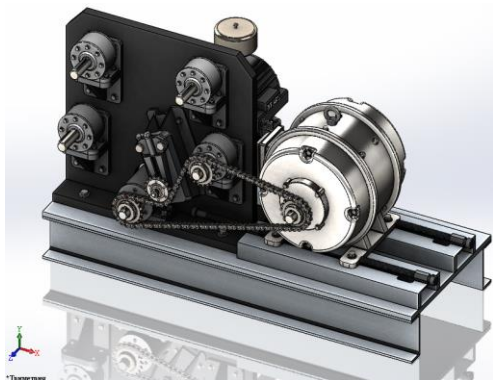


Рисунок 3.12 – 3D модель багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими деталями передачі

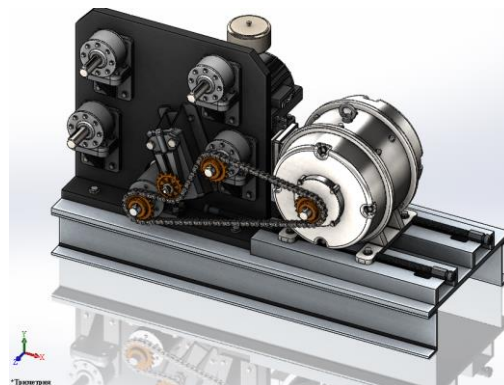


Рисунок 3.13 – 3D модель багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевим ланцюгом та полімерними зірочками

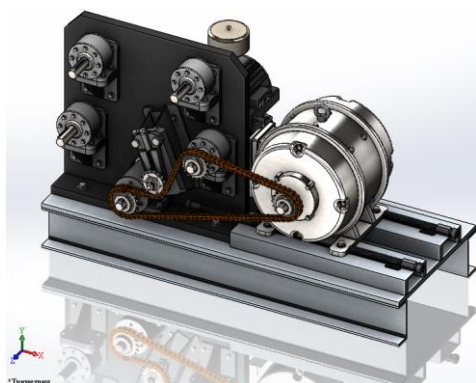


Рисунок 3.14 – 3D модель багатомасового ланцюгового привода, оснащеного полімерним ланцюгом та металевими зірочками

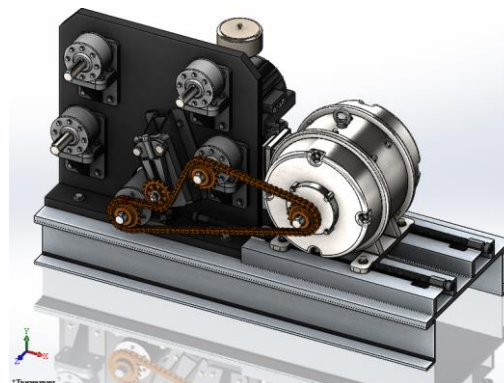


Рисунок 3.15 – 3D модель багатомасового ланцюгового привода, оснащеного полімерними деталями передачі

3.2.2 Дослідження динаміки багатомасового ланцюгового привода в металевому, металополімерному і полімерному виконанні деталей ланцюгової передачі

Під час дослідження програмним комплексом "SolidWorks" будь-яких механічних систем є можливість вибирати різні типи двигунів: двигун обертання

(роторні двигуни), лінійний двигун, двигун спряженого шляху (коли виникає необхідність руху моделі по заданій кривій). Для кожного типу двигуна є можливість задати види його руху:

- з постійною частотою обертання ($0 - 100000 \text{ хв}^{-1}$);
- на задану відстань (задається час початку руху і зупинки, а також: для роторних двигунів – кут, на який повернеться ротор за вказаний проміжок часу; для лінійних двигунів та двигунів спряженого шляху – довжина переміщення моделі за вказаний проміжок часу);
- коливальний, при якому задається амплітуда (для роторних – в градусах, для лінійних двигунів та двигунів спряженого шляху – в міліметрах), частота профілю (для всіх типів у герцах) та фазовий зсув (для всіх типів у градусах);
- за допомогою конструктора функцій, до якого належать такі типи вводу даних: сегментний (задається за допомогою сегментної неперервної функції, рис. 3.16); на основі характеристичних точок (задається за допомогою інтерпольованого набору даних часу, кута циклу або результатів дослідження руху, рис. 3.17); на основі математичного виразу (задається за допомогою математичного виразу часу, кута циклу або результатів дослідження руху, рис. 3.18);
- серводвигун (використовується для дослідження руху на основі подій, тобто при дослідженні автоматизованих ліній).

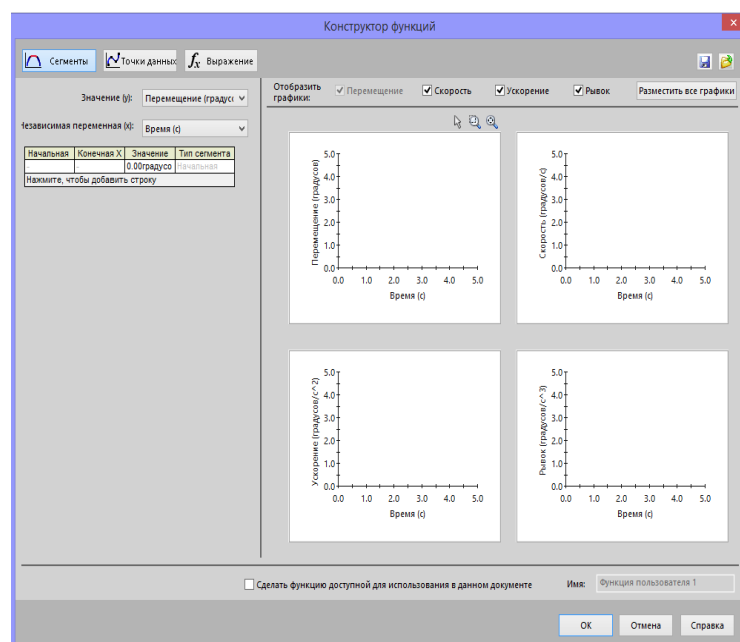


Рисунок 3.16 – Сегментный вид руху

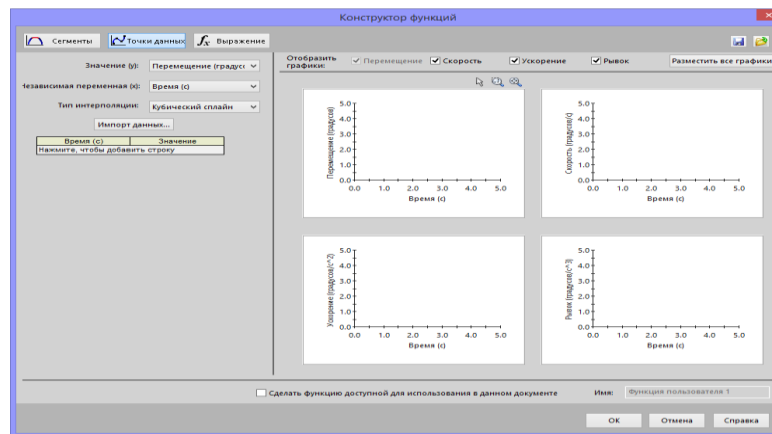


Рисунок 3.17 – Вид руху на основі характеристичних точок

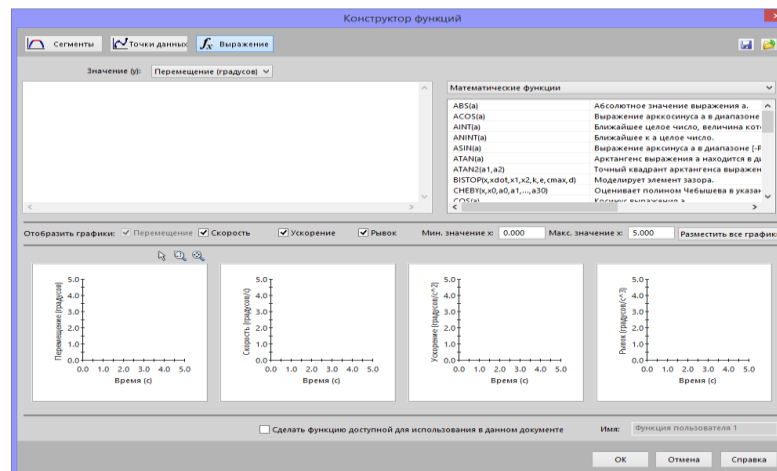


Рисунок 3.18 – Вид руху на основі математичного виразу

Також, під час дослідження будь-яких механічних систем, є можливість вибирати і різні типи навантаження: момент опору, лінійне зусилля дії. Для кожного типу навантаження можливо задавати різні його види, аналогічні видам руху, окрім серводвигуна.

Охарактеризуємо час дослідження руху 3D механізмів: від 0 до 0,1с ведуча зірочка передачі поступово набирає частоту обертання ($0 - 300 \text{ хв}^{-1}$); від 0,1 до 3,65с – усталений режим роботи ланцюгових передач; від 3,65 до 3,75с ведуча зірочка поступово зменшує свою частоту обертання ($300 - 0 \text{ хв}^{-1}$).

Аналогічно експериментальним випадкам (рис. 3.7 – 3.10) відобразимо результати комп'ютерного дослідження та середні значення зміни сил, які діють на шарнір ланцюгового контуру у ведучій вітці ланцюга (рис. 3.19 – 3.22).

Зауважимо, що сила земного тяжіння направлена в напрямку, протилежному осі Y (рис. 3.12 – 3.15), кількість експериментальних точок – 101 на протязі 1с

дослідження руху, а загальна кількість точок – 379, що відповідає 30 кадрам за секунду.

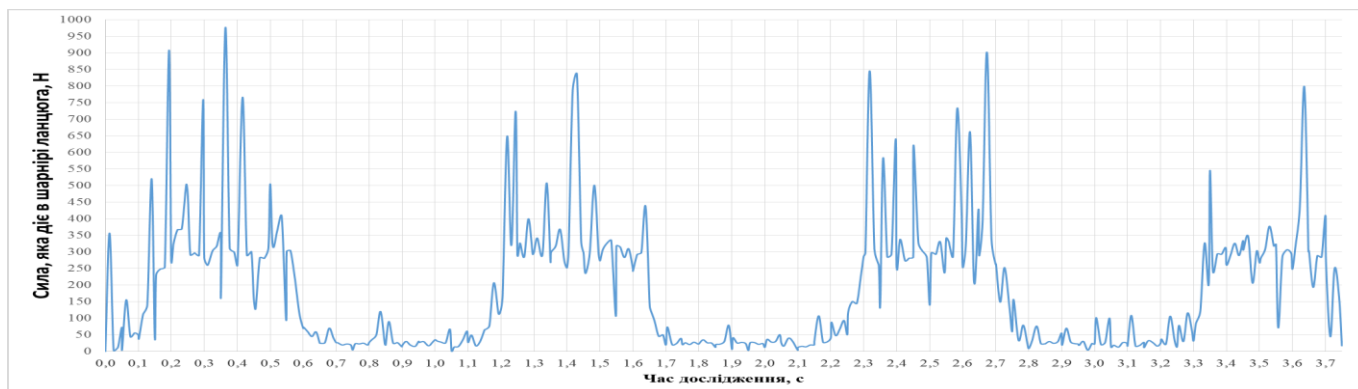


Рисунок 3.19 – Сила, яка діє на шарнір багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими деталями передачі (середнє значення у ведучій вітці контуру 340 Н)

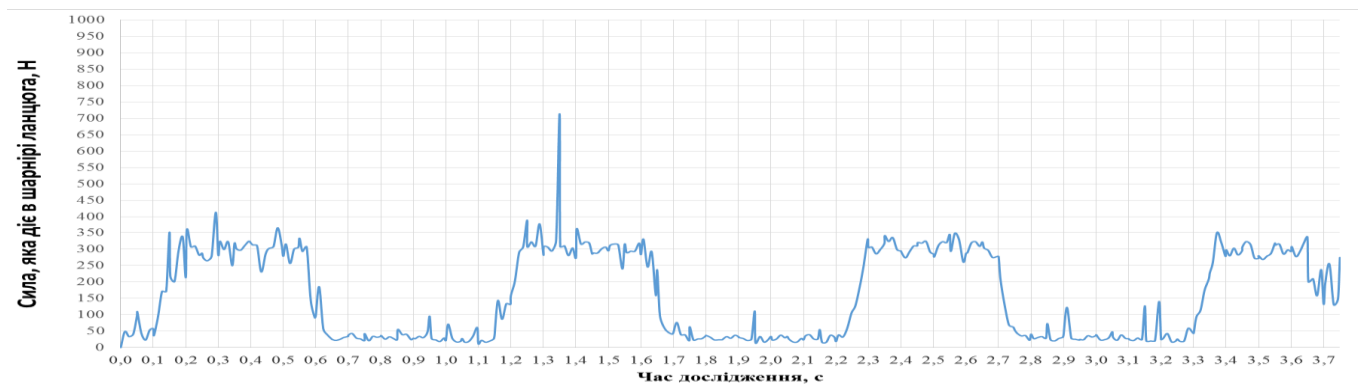


Рисунок 3.20 – Сила, яка діє на шарнір багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевим ланцюгом та полімерними зірочками (середнє значення у ведучій вітці контуру 325 Н)

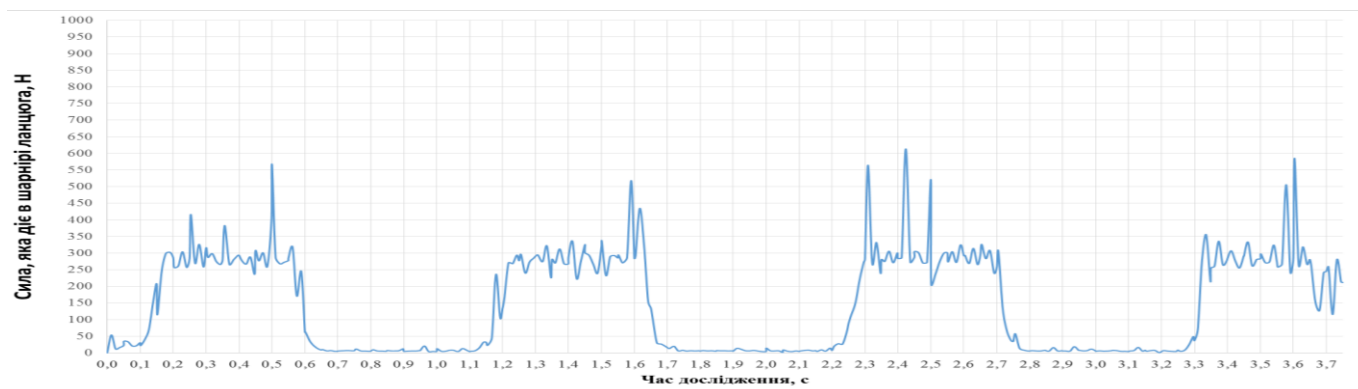


Рисунок 3.21 – Сила, яка діє на шарнір багатомасового ланцюгового привода, оснащеного полімерним ланцюгом та металевими зірочками (середнє значення у ведучій вітці контуру 250 Н)

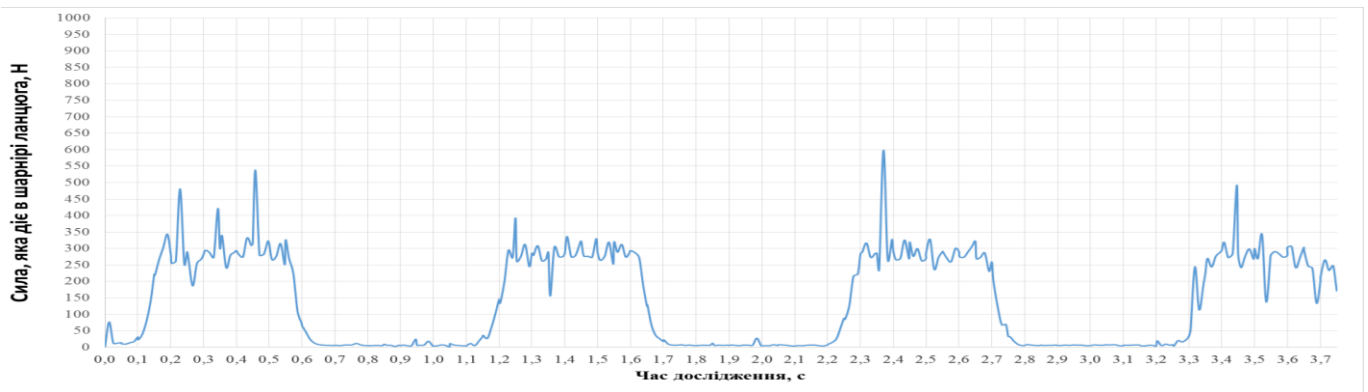


Рисунок 3.22 – Сила, яка діє на шарнір багатомасового ланцюгового привода, оснащеного полімерними деталями передачі (середнє значення у ведучій вітці контуру 261 Н)

Порівняємо результати комп'ютерного дослідження сили, яка діє на шарнір багатомасового ланцюгового привода (рис. 3.23), оснащеного металевими (М+М), металополімерними (М+П – металевий ланцюг, полімерні зірочки; П+М – полімерний ланцюг, металеві зірочки) та полімерними деталями передачі (П+П).

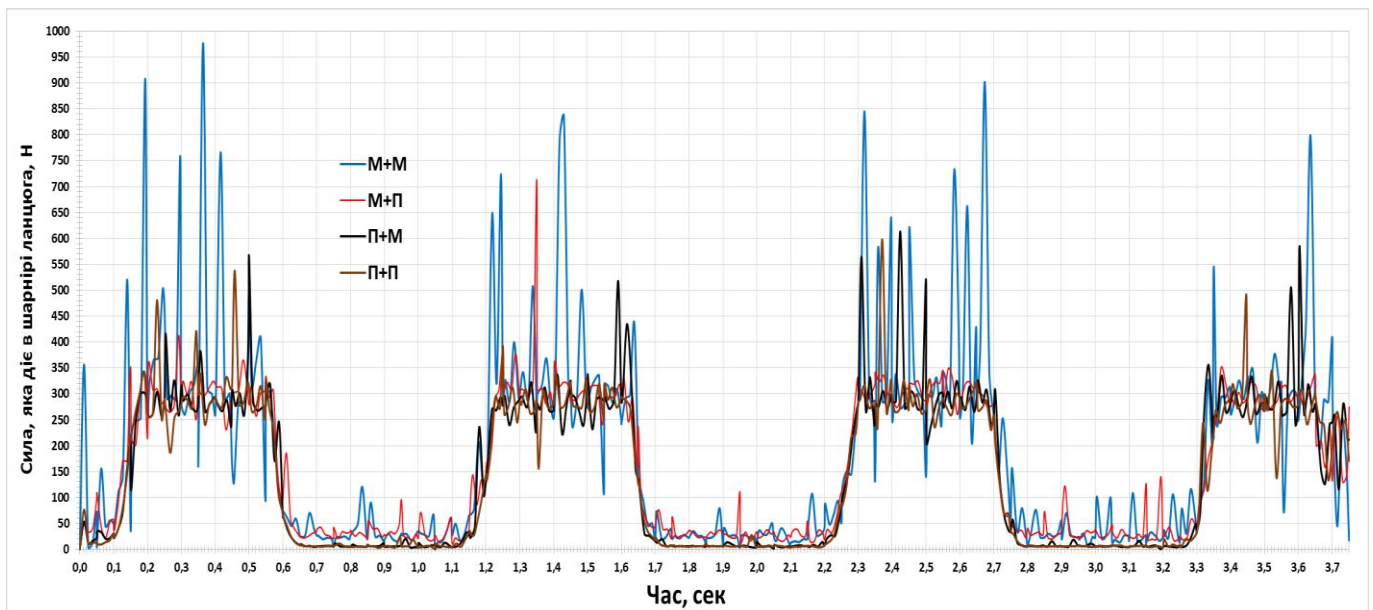


Рисунок 3.23 – Сила, яка діє на шарнір багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими, металополімерним та полімерними деталями передачі

На графіках (рис. 3.19 – 3.23) прослідковується аналогічна залежність, як і на рисунках 3.7 – 3.11, зміни сили в шарнірі ланцюга з часом.

3.3 Порівняння результатів натурних та комп'ютерних досліджень

Розглянемо результати порівняння експериментального та комп'ютерного дослідження багатомасового ланцюгового привода (рис. 3.27 – 3.30).

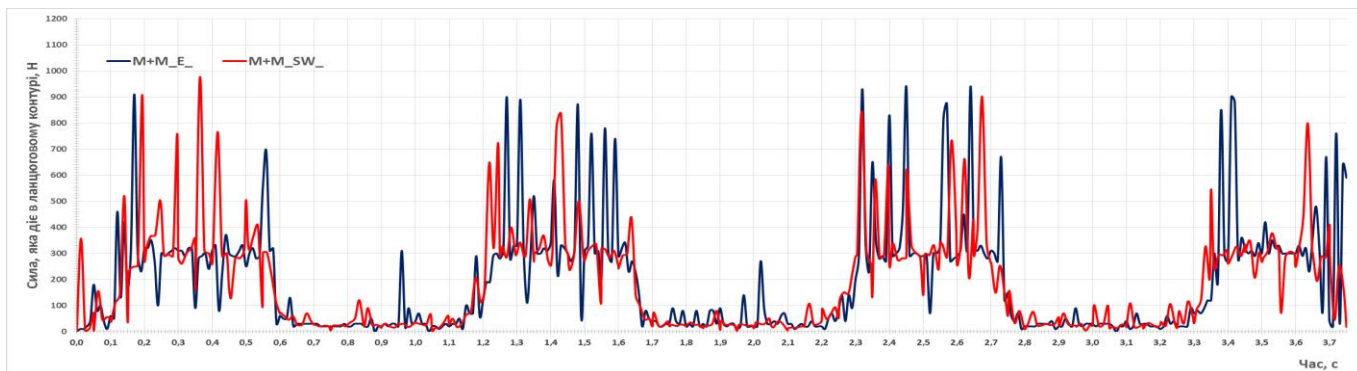


Рисунок 3.27 – Порівняння результатів експериментального та комп'ютерного дослідження динамічного навантаження багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевими деталями передачі
(різниця середніх значень у ведучій вітці контуру 20 Н; їх розбіжність – 5,6%)

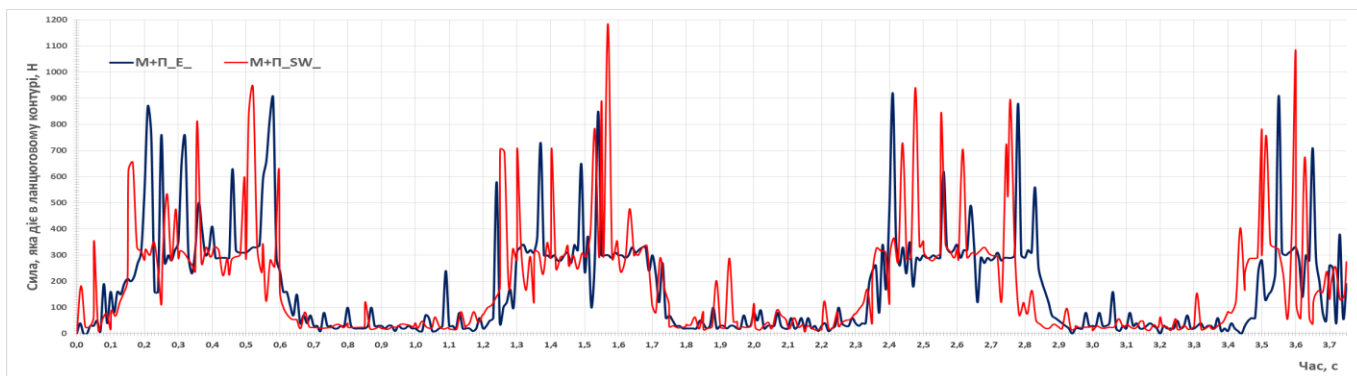


Рисунок 3.28 – Порівняння результатів експериментального та комп'ютерного дослідження динамічного навантаження багатомасового ланцюгового привода, оснащеного металевим ланцюгом та полімерними зірочками
(різниця середніх значень у ведучій вітці контуру 13 Н; їх розбіжність – 3,8%)

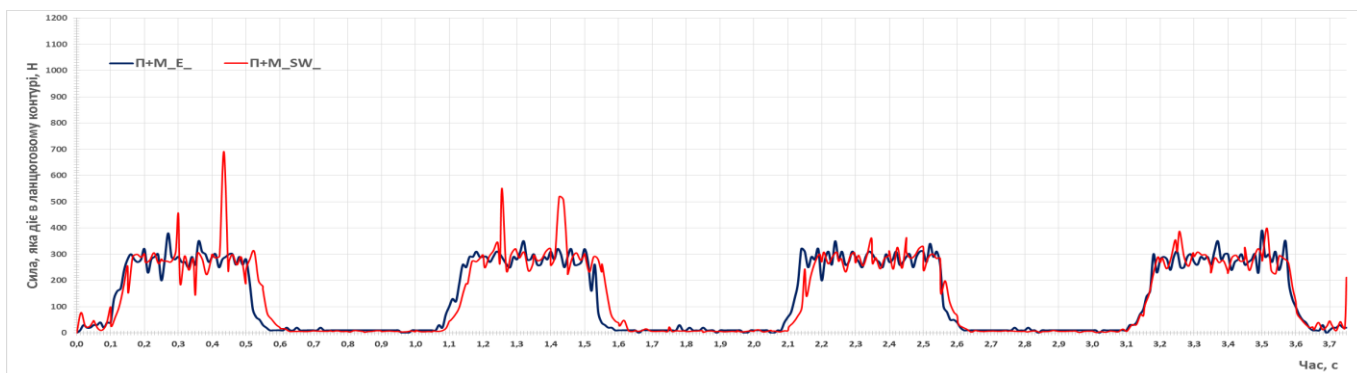


Рисунок 3.29 – Порівняння результатів експериментального та комп'ютерного дослідження динамічного навантаження багатомасового ланцюгового привода, оснащеного полімерним ланцюгом та металевими зірочками
(різниця середніх значень у ведучій вітці контуру 14 Н; їх розбіжність – 5,3%)

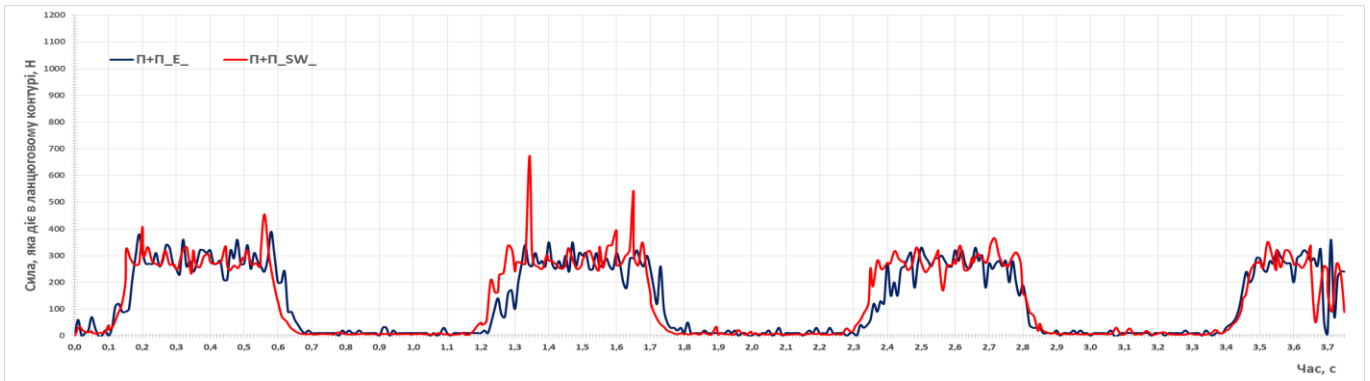


Рисунок 3.30 – Порівняння експериментальних та комп'ютерних осцилограм дослідження динамічного навантаження багатомасового ланцюгового привода, оснащеного полімерними деталями передачі

(різниця середніх значень у ведучій вітці контуру 5 Н; їх розбіжність – 1,9%)

Порівнюючи результати натурного та комп'ютерного досліджень бачимо, що розбіжність середніх значень сили, яка діє у ведучій вітці не значна. Саме середнє значення сили, яка діє у ведучій вітці ланцюгового контуру, дає можливість зорієнтуватися у виборі потужності двигуна, кроку та рядності ланцюга.

3.4 Висновки до розділу

1. Удосконалено експериментальний стенд для проведення натурних експериментів, використавши інструментальний підсилювач AD8555 та осцилограф, які забезпечують зменшення затрат часу на обробку експериментальних даних.

2. В результаті проведення натурних та комп'ютерних досліджень побудовані осцилограми (рис. 3.7 – 3.11, 3.19 – 3.23) та виявлені графічні залежності:

- зміни дії сили на пластини вимірювальної ланки ланцюга з часом, що свідчить про різний динамічний вплив на неї під час проходження ведучої та веденої віток ланцюгового контуру;

- верхні піки значень дії сили, характеризують знаходження вимірювальної ланки у ведучій вітці ланцюгового контуру, а нижні – у веденій;

- контакт ролика шарніра вимірювальної ланки з зірочками передачі відбувається на проміжках часу між верхніми та нижніми піками значень зміни сили;

- застосування полімерних деталей в ланцюговій передачі знижує динамічне навантаження у ланцюговому приводі, але заміна в ланцюговій передачі металевих

зірочок на полімерні не дуже суттєво вплинула на динаміку привода (рис. 3.7, 3.8), в порівнянні з використанням полімерного ланцюга на металевих зірочках (рис. 3.9) та комплексним використанням як зірочок, так і ланцюга з полімерних композитів (рис. 3.10);

3. Середнє значення сили, яка діє у ведучій вітці ланцюгового контуру, дає можливість зорієнтуватися у виборі потужності двигуна, кроку та рядності ланцюга.

4. Порівняння результатів натурного та комп'ютерного досліджень, показало невелику розбіжність їх значень, що свідчить про ефективність використання програмного комплексу *"SolidWorks"* для проектування, прогнозування поведінки та імітації руху ланцюгової передачі різної складності при заданих умовах експлуатації.

Результати даного розділу опубліковані у роботах [44, 48, 63, 108, 109].

РОЗДІЛ 4

ПІСЛЯПРОЕКТНА ДІАГНОСТИКА ТА АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДИКИ ПРОЕКТУВАННЯ БАГАТОМАСОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО ПРИВОДА

4.1 Післяпроектна діагностика багатомасового ланцюгового привода

Проведемо післяпроектну порівняльну діагностику результатів розрахунку та проектування багатомасової ланцюгової передачі розробленого програмного продукту *"Расчёт n-массовой цепной передачи"*, використовуючи програмний комплекс *"SolidWorks"*.

Розглянемо приклад розрахунку та оптимального підбору параметрів багатомасової ланцюгової передачі. Наприклад, перед інженером-конструктором поставлене таке завдання: розрахувати і підібрати оптимальні параметри ланцюгової передачі, маючи такі початкові дані (візьмемо дані, що відповідають початковим експериментальним даним натурного та комп'ютерного досліджень, **розглянутих в 3 розділі дисертації**): кількість зірочок в контурі (4); спосіб мащення ланцюга (без мащення); частота обертання ведучої зірочки (300 хв^{-1}); динамічність навантаження ланцюгового контуру (спокійне навантаження); тип ланцюга, його позначення (*ПР-19,05-3180* по *ГОСТ 13568-97*); кількість зубців зірочок (18, 18, 17, 18); координати розташування зірочок (0;0__374,35;59,5__543,75;-62,27__662,76;-172,02); розташування зірочок в ланцюговому контурі (в середині контуру; в середині контуру; ззовні; в середині контуру); зміщення центрів дуг впадин зірочок (зі зміщенням); тип зірочок (ведуча; натяжна; натяжна; ведена).

Для вирішення поставленого завдання використаємо такі розрахункові блоки:

- *"Расчёт по известному числу зубьев звёздочек и шагу цепи"*;
- *"Расчёт по известной мощности двигателя и частотам вращения звёздочек"*.

Введемо початкові дані в розрахунковий блок *"Расчёт по известному числу зубьев звёздочек и шагу цепи"* (рис. 4.1), оскільки нам не достатньо даних для підбору відразу оптимальних параметрів передачі.

Расчёт n-массовой цепной передачи

Файл Вид О программе

Расчёт по известному числу зубьев звёздочек и шагу цепи | Расчёт по известной мощности двигателя и частотам вращения звёздочек | Расчёт по известным частотам вращения валов и их окружным силам

Исходные данные | Результаты | Графический вывод

☐ рассчитывать автоматически после изменений параметров

Расчёт

Количество звезд 4 | Способ смазки цепи Без смазки | Частота вращения ведущей звёздочки 300

Динамичность нагрузки Спокойная нагрузка | Тип цепи ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568-97 (ISO 606-94)

Таблица Данных (Звёздочки задавать в порядке обхода цепи против часовой стрелки)

	Кол.Зубьев	X	Y	Расположение звёздочки	Смещение	Тип звёздочки
Звёздочка Z1	18	0	0	Внутри контура	Со смещением	Ведущая
Звёздочка Z2	18	374.35	59.5	Внутри контура	Со смещением	Натяжная
Звёздочка Z3	17	543.75	-62.27	Снаружи контура	Со смещением	Натяжная
Звёздочка Z4	18	662.76	-172.02	Внутри контура	Со смещением	Ведомая

Рисунок 4.1 – Введені початкові дані в розрахунковий блок

Розглянемо результати розрахунку (рис. 4.2), а також результат графічної побудови ланцюгового контуру (рис. 4.3), перейшовши на відповідні закладки розрахункового блоку.

Файл Вид О программе

Расчёт по известному числу зубьев звёздочек и шагу цепи | Расчёт по известной мощности двигателя и частотам вращения звёздочек | Расчёт по известным частотам вращения валов и их окружным силам

Исходные данные | Результаты | Графический вывод

Геометрические параметры звёздочек передачи

	Z1	Z2	Z3	Z4
Диаметр окружности выступов D_e , мм	117.563	117.563	111.433	117.563
Диаметр делительной окружности d_d , мм	109.705	109.705	103.674	109.705
Диаметр окружности впадин D_i , мм	97.635	97.635	91.6042	97.635
Угол профиля зуба ϕ , град	13.4444	13.4444	13.2353	13.4444
Угол сопряжения β_s , град	14.8889	14.8889	14.7059	14.8889
Половина угла впадины α , град	51.6667	51.6667	51.4706	51.6667
Радиус сопряжения r_1 , мм	15.5628	15.5628	15.5628	15.5628
Радиус головки зуба r_2 , мм	8.00902	8.00902	8.02923	8.00902
Радиус закругления зуба в поперечном сечении r_3 , мм	20.247	20.247	20.247	20.247
Прямой участок профиля F_6 , мм	0.985513	0.985513	0.962481	0.985513
Ширина зубчатого венца b_1 , мм	11.661	11.661	11.661	11.661
Расстояние от вершины зуба до линии центра дуг закруглений в поперечном сечении h_3 , мм	9.528	9.528	9.528	9.528
Смещение центров дуги впадин e , мм	0.5715	0.5715	0.5715	0.5715
Координаты точки O1 по X1, мм	7.47391	7.47391	7.45364	7.47391
Координаты точки O1 по Y1, мм	5.9096	5.9096	5.93515	5.9096
Координаты точки O2 по X2, мм	14.544	14.544	14.5169	14.544
Координаты точки O2 по Y2, мм	2.56451	2.56451	2.71369	2.56451
Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги выступа зуба 002 , мм	14.7684	14.7684	14.7684	14.7684
Угол синфазности β_1 , град	90	90	59.2434	48.7747
Угол синфазности β_2 , град	90	59.2434	48.7747	90
Частоты вращения звёздочек n , мин ⁻¹	300	300	317.647	300
Резонансная частота $\rho_{кр}$, мин ⁻¹	86.8527	0	0	48.0801
Допустимое число ударов цепи о зубья звёздочек $[u]$, с-1	35	35	35	35
Расчётное количество ударов цепи U , с-1	3.72036	3.72036	3.72036	3.72036
Допустимое давление в шарнирах цепи $[p]$, МПа	20.4304	20.4304	20.4058	20.4304
Расчётное давление в шарнирах цепи p , МПа	20.4252	0	0	20.4252
Максимально допустимые окружные силы F_t , Н	741.333	0	0	741.333
Вращающие моменты T , (Н*м)	43.5766	0	0	43.5766

Параметры работоспособности передачи

Длина цепи L , мм (L_t , шагах):	1843.37(96.7649)	Длины ветвей	Передаточное число	Мехок
Скорость движения цепи V , м/с:	1.7145	Ветка(1->2)	379.049	
Коэффициент смазки k_s	1.52743	Ветка(2->3)	179.281	
Коэффициент эксплуатации k_z	2.89296	Ветка(3->4)	121.762	
Минимально допустимый коэффициент запаса прочности пластин цепи $[k]$	14.8238	Ветка(4->1)	684.72	
Расчётный коэффициент запаса прочности пластин цепи k	42.8957			
Расчётный срок службы цепи C , час	25729			
Максимальная мощность двигателя N , Вт	1369			
Коэффициент полезного действия передачи без учёта подшипников η , %	95.9			

класс точности звёздочки третий (C)

Рисунок 4.2 – Результати розрахунку

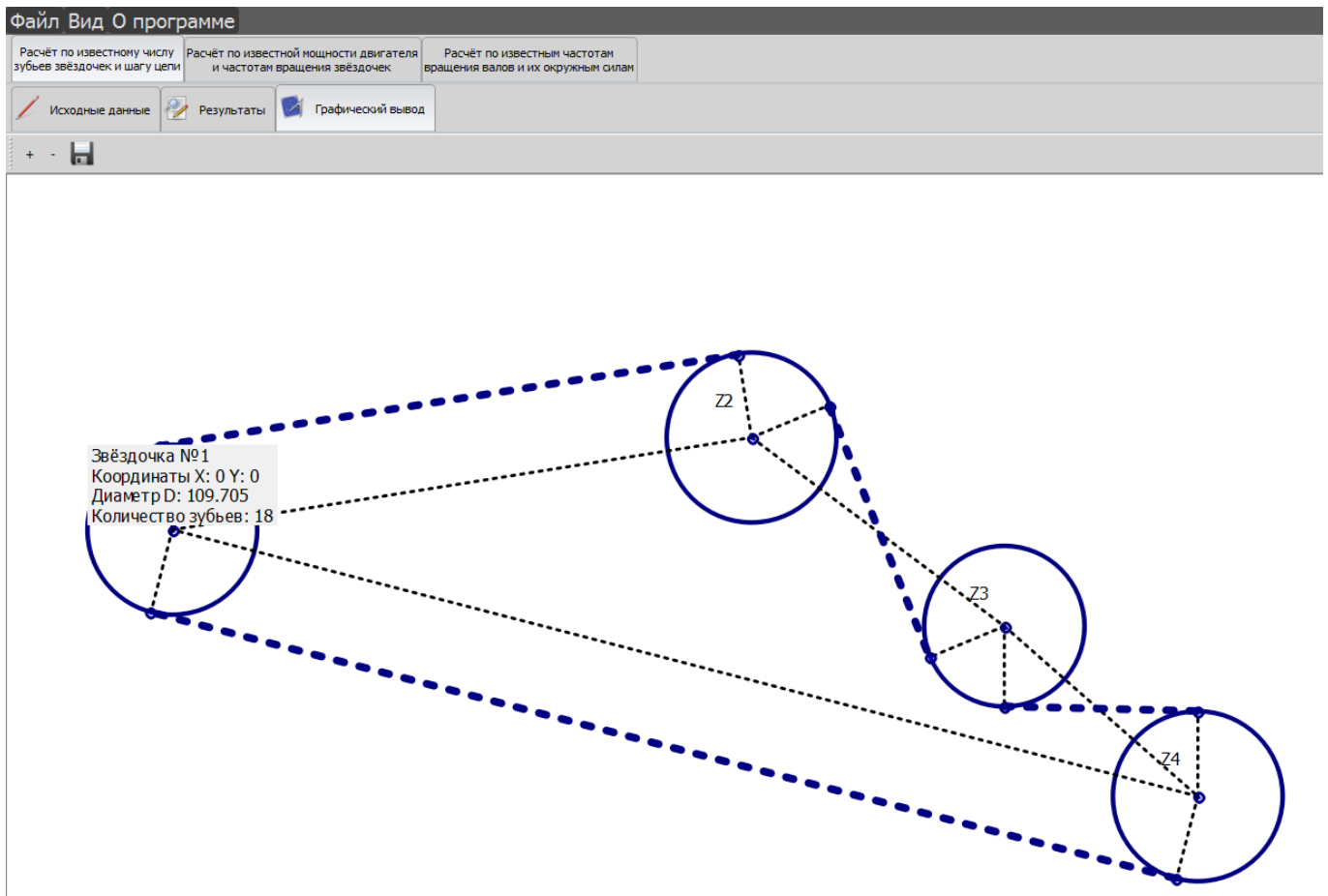


Рисунок 4.3 – Графічна побудова ланцюгового контуру передачі

Як бачимо з рисунка 4.2, розрахунковий блок виводить геометричні параметри зірочок і параметри працездатності заданої ланцюгової передачі, яка є дзеркальним відображенням експериментального стенду [41] (за замовчуванням ведуча зірочка вказується першою). На рисунку 4.3 чітко побудований ланцюговий контур передачі, а також відображені параметри зірочки (як приклад – ведуча зірочка).

Для виконання наступного завдання по оптимальному підборі параметрів передачі застосуємо наступний розрахунковий блок "*Расчёт по известной мощности двигателя и частотам вращения звёздочек*" (рис. 4.4), використавши результати розрахунку попереднього розрахункового блоку (рис. 4.2):

- максимальну потужність двигуна N , Вт (1369 Вт);
- частоти обертання зірочок n , хв^{-1} (300; 300; 317,647; 300).

Расчёт п-массовой цепной передачи

Файл Вид О программе

Расчёт по известному числу зубьев звёздочек и шагу цепи Расчёт по известной мощности двигателя и частотам вращения звёздочек Расчёт по известным частотам вращения валов и их окружным силам

Исходные данные Результаты Графический вывод Расчёт

Количество звёздочек: 4 Способ смазки цепи: Без смазки

Мощность двигателя, Ват: 1369 Динамичность нагрузки: Спокойная нагрузка

Таблица Данных (Звёздочки задавать в порядке обхода цепи против часовой стрелки)

	Частоты вращения	X	Y	Расположение звёздочки	Смещение	Тип звёздочки
Звёздочка Z1	300	0	0	Внутри контура	Со смещением	Ведущая
Звёздочка Z2	300	374.35	59.5	Внутри контура	Со смещением	Натяжная
Звёздочка Z3	317.647	543.75	-62.27	Снаружи контура	Со смещением	Натяжная
Звёздочка Z4	300	662.76	-172.02	Внутри контура	Со смещением	Ведомая

Рисунок 4.4 – Введені початкові дані в розрахунковий блок

Розглянемо результати (рис. 4.5) і графічну побудову (рис. 4.6) оптимального варіанта реалізації ланцюгової передачі.

Файл Вид О программе Справка

Расчёт по известному числу зубьев звёздочек и шагу цепи Расчёт по известной мощности двигателя и частотам вращения звёздочек Расчёт по известным частотам вращения звёздочек и их окружным силам

Исходные данные Результаты Графический вывод

Геометрические параметры звёздочек передачи

	Z1	Z2	Z3	Z4
Диаметр окружности выступов D_e , мм	160.321	160.321	154.224	166.416
Диаметр делительной окружности d_d , мм	151.995	151.995	145.948	158.043
Диаметр окружности впадин D_i , мм	139.925	139.925	133.878	145.974
Угол профиля зуба ϕ , град	14.44	14.44	14.3333	14.5385
Угол сопряжения β_s , град	15.76	15.76	15.6667	15.8462
Половина угла впадины α , град	52.6	52.6	52.5	52.6923
Радиус сопряжения r_1 , мм	15.5628	15.5628	15.5628	15.5628
Радиус головки зуба r_2 , мм	7.9089	7.9089	7.91994	7.89865
Радиус закругления зуба в поперечном сечении r_3 , мм	20.247	20.247	20.247	20.247
Прямой участок профиля r_6 , мм	1.09485	1.09485	1.08316	1.10564
Ширина зубчатого венца b_1 , мм	11.661	11.661	11.661	11.661
Расстояние от вершины зуба до линии центра дуг закруглений в поперечном сечении h_3 , мм	9.528	9.528	9.528	9.528
Смещение центров дуги впадины e , мм	0.5715	0.5715	0.5715	0.5715
Координаты точки O1 по X1, мм	7.56918	7.56918	7.55907	7.5785
Координаты точки O1 по Y1, мм	5.78708	5.78708	5.80028	5.77488
Координаты точки O2 по X2, мм	14.6519	14.6519	14.6421	14.6607
Координаты точки O2 по Y2, мм	1.85097	1.85097	1.92766	1.70813
Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги выступа зуба 002, мм	14.7604	14.7604	14.7604	14.7604
Угол симметричности β_1 , град	90.2531	90	44.4335	20.1357
Угол симметричности β_2 , град	90	44.4335	20.1357	89.7469
Количество зубьев звёздочек	25	25	24	26
Резонансная частота $\nu_{кр}$, мин-1	53.5495	0	0	28.5839
Допустимое число ударов цепи о зубья звёздочек $[U]$, с-1	35	35	35	35
Расчётное количество ударов цепи U , с-1	3.77224	3.77224	3.83437	3.92313
Допустимое давление в шарнирах цепи $[p]$, МПа	18.4234	18.4234	18.3109	18.1957
Расчётное давление в шарнирах цепи p , МПа	14.9777	0	0	14.9777
Максимально допустимые окружные силы F_t , Н	543.616	0	0	543.616
Вращающие моменты T , (Н*м)	43.5766	0	0	45.2332

Параметры работоспособности передачи

Длина цепи L , мм (L_t , шагах):	2526(133)	Длины ветвей Передаточное число Механизм
Скорость движения цепи V , м/с:	2.38125	
Коэффициент смазки K_s	1.29607	
Коэффициент эксплуатации K_z	2.89296	
Минимально допустимый коэффициент запаса прочности пластин цепи $[K]$	16.4387	
Расчётный коэффициент запаса прочности пластин цепи K	50.4972	
Расчётный срок службы цепи C , час	65350	
Шаг цепи, мм	19.05	
Коэффициент полезного действия передач без учёта подшипников η , %	90.5623	
Класс точности звёздочки третий (C)		

Обозначение оптимальной цепи: TP-19,05-3180 ГОСТ 13568-97 (ISO 606-94)

Рисунок 4.5 – Результати оптимального варіанта реалізації ланцюгової передачі

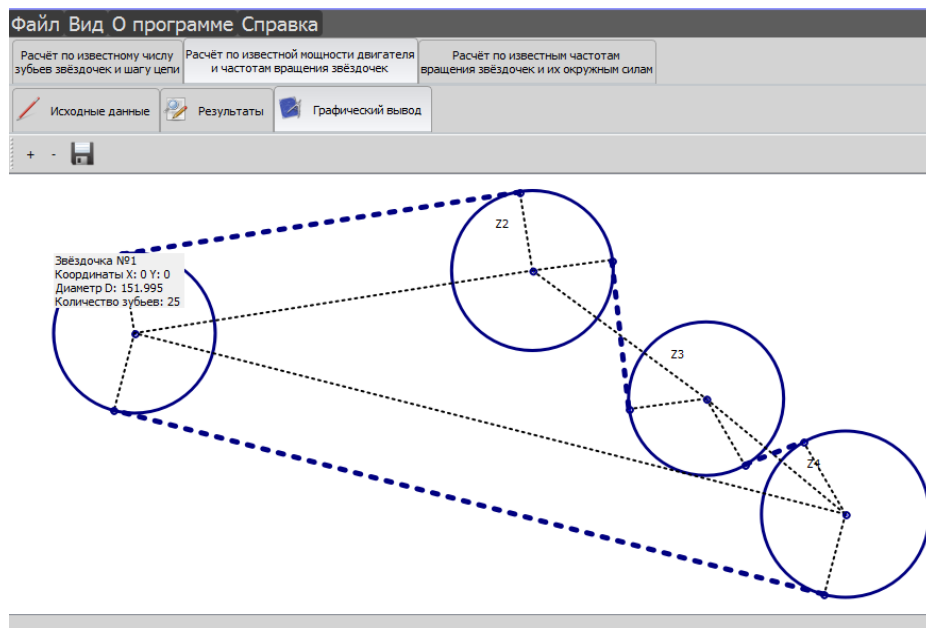


Рисунок 4.6 – Графічна побудова оптимального варіанта реалізації ланцюгової передачі

Під час використання другого розрахункового блоку були підібрані оптимальні параметри багатомасової ланцюгової передачі, які забезпечують набагато більший термін служби ланцюга (**25729 годин** (рис. 4.2); **65350 годин** (рис. 4.5)) і більший коефіцієнт корисної дії (**95,9%** (рис. 4.2); **98,56%** (рис. 4.5)) при однакових умовах експлуатації.

Далі використаємо 3D моделі експериментального стенду (рис. 3.12, 3.15) та побудуємо нову 3D модель цього ж стенду, але вже з підібраними оптимальними параметрами багатомасової ланцюгової передачі (рис. 4.7), що відповідає результатам оптимального варіанта її реалізації (рис. 4.5, 4.6).

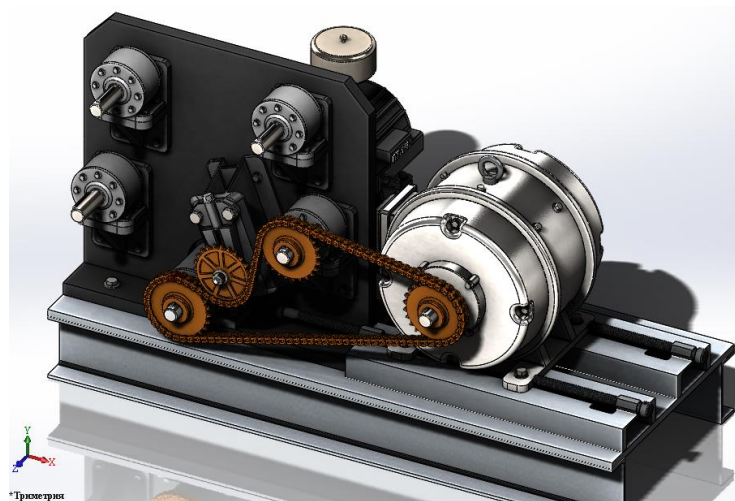


Рисунок 4.7 – 3D модель багатомасового ланцюгового привода з підібраними оптимальними геометричними параметрами передачі

Охарактеризуємо час дослідження руху 3D механізмів:

- від 0 до 0,3 секунди ведуча зірочка передачі поступово набирає частоту обертання ($0 - 300 \text{ хв}^{-1}$);
- від 0,3 до 3,7 секунд – усталений режим роботи ланцюгових передач;
- від 3,7 до 4 секунд ведуча зірочка поступово зменшує свою частоту обертання ($300 - 0 \text{ хв}^{-1}$).

Зауважимо, що кількість експериментальних точок складає 285 на протязі 1с дослідження руху, а загальна кількість точок – 1140, це відповідає 60 кадрам за секунду. Програмний комплекс "SolidWorks" має можливість підвищити точність розрахунку до 1000000000 кадрів за секунду.

Відобразимо результати дослідження:

- сила, яка діє на шарнір ланцюга (рис. 4.8);
- імпульсу сили шарніра по осі Y (рис. 4.9);
- необхідної потужності двигуна привода (рис. 4.10).

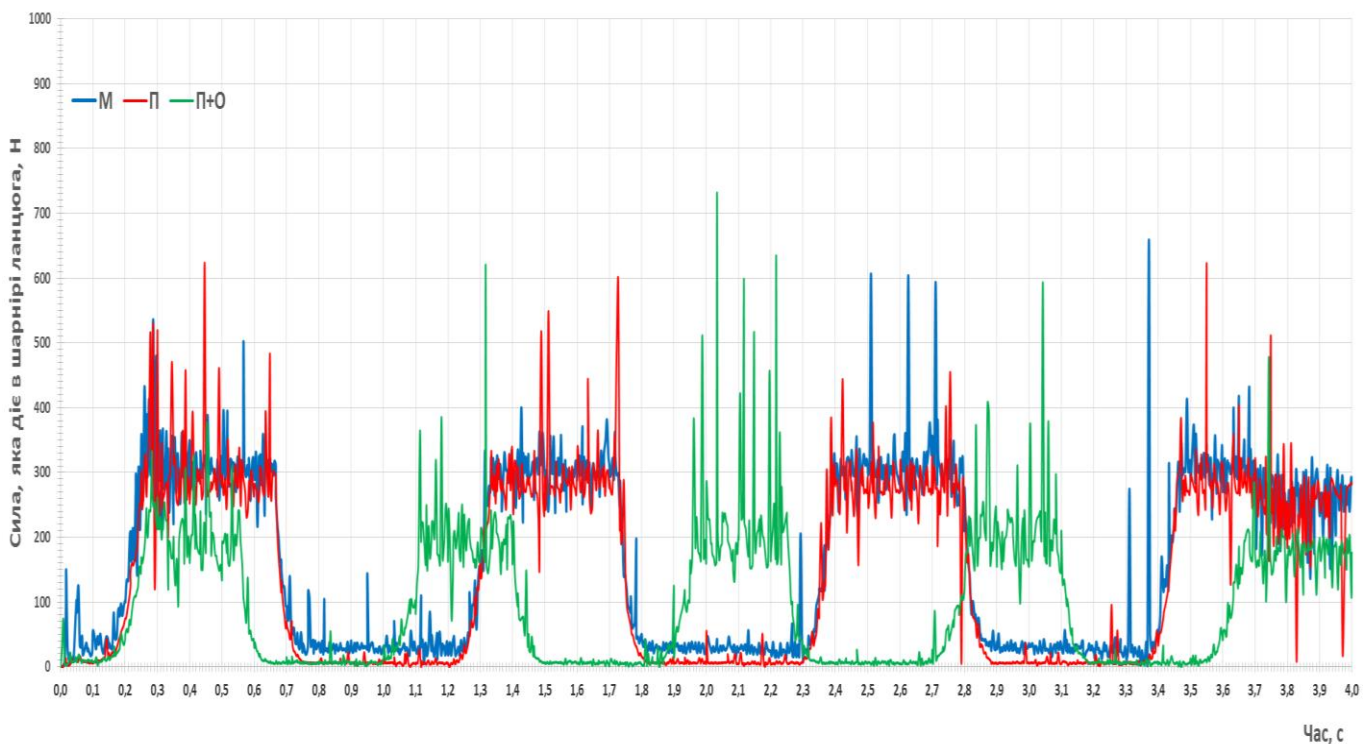


Рисунок 4.8 – Сила, яка діє на шарнір ланцюга

(М – в металевому виконанні, П – в полімерному виконанні, П+О – оптимізована ланцюгова передача в полімерному виконанні)

(середні значення у ведучій вітці контуру: **М = 309 Н**; **П = 290 Н**; **П+О = 211 Н**)

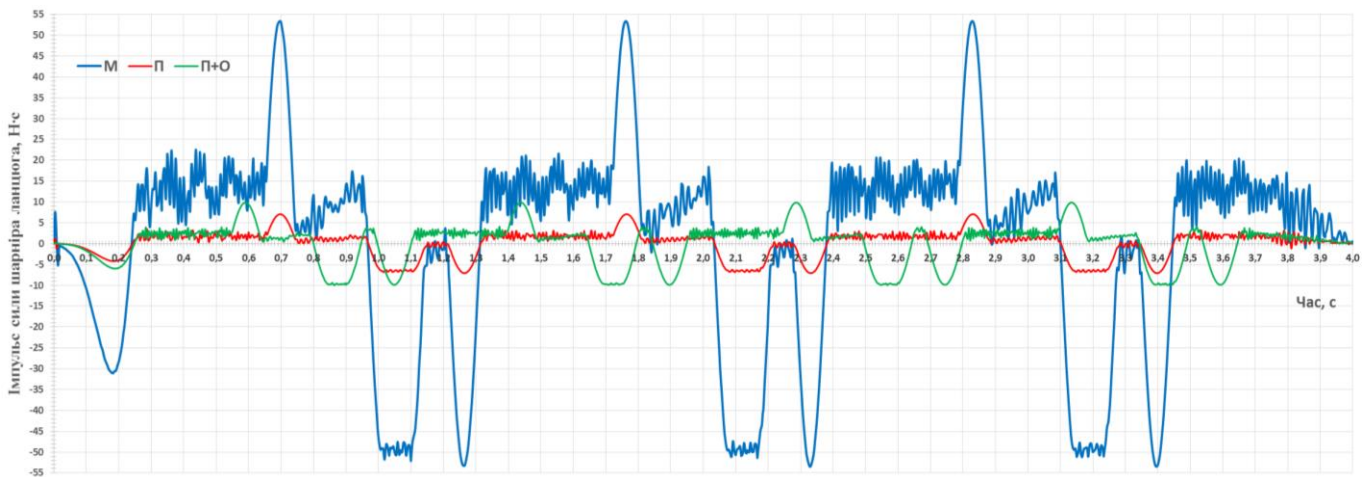


Рисунок 4.9 – Імпульс сили шарніра по осі Y

(середні значення: **M = 0,57744 Н·с**; **П = 0,08041 Н·с**; **П+О = 0,03258 Н·с**)

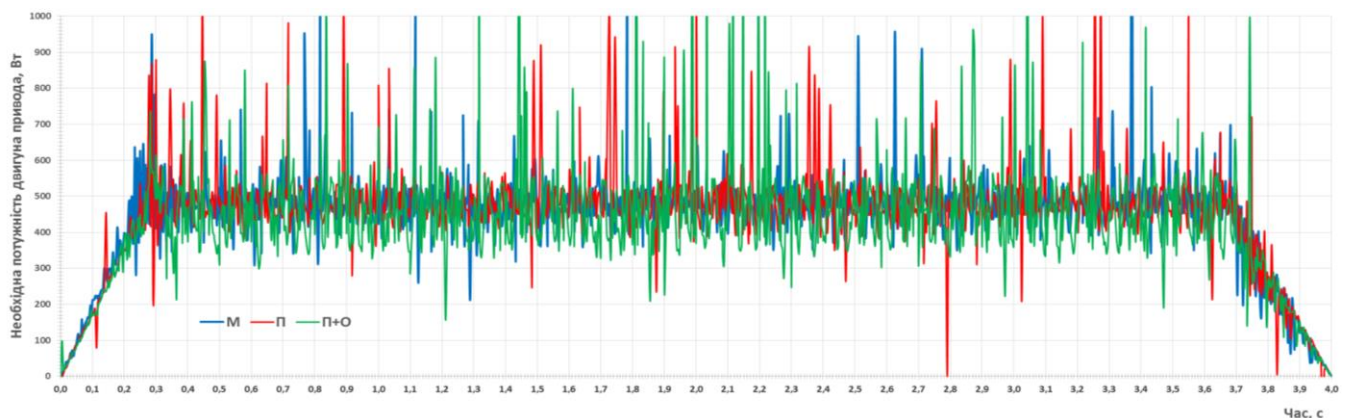


Рисунок 4.10 – Необхідна потужність двигуна привода

(середні значення: **M = 457 Вт**; **П = 452 Вт**; **П+О = 438 Вт**)

З графіків (рис. 4.8) видно, що шарнір оптимізованої ланцюгової передачі проходить більшу кількість періодів та має менше значення сили, яка діє на нього, порівняно з шарнірами в металевому та полімерному виконанні передачі.

Оскільки сила, яка діє на шарнір оптимізованої передачі менша, то і потужність, яка витрачається на рух ланцюгового контуру також повинна бути менша, що і підтверджують середні значення необхідної потужності двигуна привода (рис. 4.10).

Значення імпульсу сили (кількості руху) шарніра по осі Y також менші в оптимізованій ланцюговій передачі (рис. 4.9), що характеризує інерційність передачі, тобто для зміни напрямку обертання необхідно прикласти менші зусилля порівняно з металевим виконанням передачі.

4.2 Аналіз ефективності розробленої інженерної методики проектування багатомасових ланцюгових передач

На основі порівняння експериментальних та теоретичних досліджень (табл. 4.1), а також порівняння результатів післяпроектної діагностики побудованих варіантів ланцюгових приводів (табл. 4.2) проаналізуємо ефективність використання розробленої інженерної методики проектування багатомасових ланцюгових передач та привода в цілому.

Таблиця 4.1 – Порівняння результатів дослідження багатомасових ланцюгових передач.

Показник	Виконання елементів передачі	Експериментальне дослідження	Теоретичне дослідження (моделювання)	Розбіжність значень
<i>Динамічне навантаження ведучої вітки ланцюгового контуру (середнє значення), Н</i>	Металеві зірочки, металевий ланцюг (М+М)	360	340	5,6%
	Полімерні зірочки, металевий ланцюг (П+М)	338	325	3,8%
	Металеві зірочки, полімерний ланцюг (М+П)	264	250	5,3%
	Полімерні зірочки, полімерний ланцюг (П+П)	266	261	1,9%

Виходячи з результатів розбіжності середніх значень експериментального та теоретичного дослідження динамічного навантаження ведучої вітки контуру ланцюгової передачі, можна стверджувати, що застосування програмного комплексу "SolidWorks" для дослідження руху елементів передачі і загалом привода є ефективним, оскільки розбіжність середніх значень не перевищує 6%.

Таблиця 4.2 – Порівняння результатів післяпроектної діагностики багатомасових ланцюгових приводів при однакових умовах експлуатації.

Показник	Металеві зірочки, металевий ланцюг (М)	Полімерні зірочки, полімерний ланцюг (П)	Полімерні зірочки, полімерний ланцюг (оптимізована) (П+О)	Ефект в результаті оптимального підбору параметрів передачі
Динамічне навантаження ведучої вітки ланцюгового контуру (середнє значення), Н	309	290	211	- в порівнянні з металевим виконанням – <u>98Н</u> ; - в порівнянні з полімерним виконанням – <u>79Н</u> .
Імпульс сили шарніра по осі Y, Н·с	0,58	0,08	0,03	- в порівнянні з металевим виконанням – <u>0,55Н·с</u> ; - в порівнянні з полімерним виконанням – <u>0,05Н·с</u> .
Необхідна потужність двигуна привода, Вт	457	452	438	- в порівнянні з металевим виконанням – <u>19Вт</u> ; - в порівнянні з полімерним виконанням – <u>14Вт</u> .

Таким чином, виходячи з результатів, представлених в табл. 4.2, можна зробити висновок про високу ефективність використання розробленого програмного продукту "Расчёт n-массовой цепной передачи" для оптимального підбору параметрів ланцюгових передач будь-якої складності.

4.3 Висновки до розділу

1. Найбільше значення динамічного навантаження ведучої вітки ланцюгового контуру має місце у металевому виконанні передачі, причому розбіжність між теоретичним і експериментальним значеннями складає 5,6%.

2. Найменше значення динамічного навантаження ведучої вітки ланцюгового контуру має місце при роботі полімерного ланцюга на металевих, причому розбіжність між теоретичним і експериментальним значеннями складає 5,3%.

3. Динамічне навантаження ведучої вітки ланцюгового контуру у полімерному виконанні деталей передачі незначно перевищує вказану величину в п. 2 і розбіжність між теоретичним і експериментальним значеннями складає 1,9%. Таким

чином, можна вважати, що найкращим варіантом є застосування ланцюгових передач, оснащених деталями з полімерних композитів.

4. В результаті оптимального підбору оптимальних параметрів ланцюгової передачі динамічне навантаження ведучої вітки ланцюгового контуру, імпульс сили шарніра та необхідна потужність двигуна привода демонструють значно менші величини при застосуванні ланцюгової передачі в полімерному оптимізованому виконанні.

5. Обґрунтовано ефективність розробленого методу розрахунку та проектної побудови багатомасових ланцюгових передач за допомогою післяпроектної порівняльної діагностики програмним комплексом *"SolidWorks"*.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Розроблено алгоритм розрахунку та підбору оптимальних параметрів багатомасової ланцюгової передачі.

2. Створено програмний продукт *"Расчёт n-массовой цепной передачи"*, який враховує втрати потужності на тертя в шарнірах ланцюгового контуру, підбирає оптимальні параметри передачі, при яких забезпечується висока динамічна якість, коефіцієнт корисної дії, термін служби, будує контур передачі та розраховує всі необхідні дані для побудови її просторової моделі.

3. Розроблена інженерна методика проектування 3D моделей ланцюгового привода будь-якої складності ланцюгової передачі, яка дозволяє комплексно дослідити рух передачі та будь-якого її елемента (деталі), проводити порівняльний аналіз кінематики, динаміки та напружено-деформованого стану деталей ланцюгового привода в різній реалізації його передачі.

З аналізу отриманих результатів комплексного дослідження кінематики, динаміки та напружено-деформованого стану деталей ланцюгового привода в різній реалізації його передачі випливає: коли в механічній системі настає усталений режим руху, то починає прослідковуватися характер поведінки ролика ланцюга з часом, він рухається періодично, виникають певні коливання ролика при знаходженні його у ведучій та веденій вітках ланцюга; замінивши металеві деталі, внутрішні та зовнішні ланки, ланцюгової передачі на пружну монолітну полімерну ланку спостерігається зменшення амплітуд поперечних, поздовжніх та крутильних коливань під час проходження ролика по вітках ланцюгового контуру; максимальні та мінімальні значення імпульсу сили в полімерному виконанні деталей у 6 разів менші; максимальні значення моменту сили тертя в полімерному виконанні деталей у 5 разів менші в порівнянні з металевим виконанням; діапазон змін обертового моменту двигуна та сил, які діють на ведучу та ведені зірочки, у різних координатних площинах, в полімерному виконанні ланцюгового привода набагато менший, ніж в металевому виконанні, що дає змогу підвищити стійкість передачі обертового моменту веденим зірочкам; діапазон зміни значень динамічних навантажень ланцюгового контуру у різних координатних площинах в полімерному

виконанні стійкий та сталий в порівнянні зі значеннями в металевому виконанні; сили контакту (удару) між ведучою зірочкою і набігаючим металевим роликом ланцюга більші в порівнянні з контактом пружної монолітної ланки та ведучої зірочки; зменшення діапазону зміни необхідної потужності двигуна привода та його зниження досягається в полімерному виконанні ланцюгової передачі; максимальні значення загальної кінетичної енергії ролика металевого ланцюга у 5 разів більші порівняно з пружною монолітною ланкою. Зменшення загальної кінетичної енергії призводить до підвищення реверсивності ланцюгової передачі, тобто для зміни напрямку руху системи необхідно прикласти меншу силу; максимальне (пікове) напруження у вузлах пружної монолітної полімерної ланки менше на 375МПа, ніж в металевій пластині внутрішньої ланки ланцюга, що підтверджує існування виникаючих вібраційних навантажень, які багаторазово діють на зірочки і контур ланцюга в процесі роботи передачі, і зосереджені в місцях мікроударної взаємодії ролика ланцюга із зірочками, і як результат такого впливу, виникають великі локалізовані напруження і пружні переміщення в матеріалі, що і є причиною розриву пластин ланок металевого ланцюга; отримане середнє мінімальне значення коефіцієнта запасу міцності пластин металевого ланцюга відповідає традиційному своєму високому значенню 83-20, а для полімерного ланцюга це значення вкладається в машинобудівні норми 2,27.

4. Удосконалено експериментальний стенд для проведення натурних експериментів, використавши інструментальний підсилювач AD8555 та осцилограф, які забезпечують зменшення затрат часу на обробку експериментальних даних.

5. В результаті проведення натурних та комп'ютерних досліджень виявилось, що застосування полімерних деталей в ланцюговій передачі знижує динамічне навантаження у ланцюговому приводі, але заміна в ланцюговій передачі металевих зірочок на полімерні не дуже суттєво вплинула на динаміку привода, в порівнянні з використанням полімерного ланцюга на металевих зірочках та комплексним використанням як зірочок, так і ланцюга з полімерних композитів, а також середнє значення сили, яка діє у ведучій вітці ланцюгового контуру, дає можливість зорієнтуватися у виборі потужності двигуна, кроку та рядності ланцюга.

6. Порівняння результатів натурного та комп'ютерного досліджень, показало невелику розбіжність їх значень, що свідчить про ефективність використання програмного комплексу "SolidWorks" для проектування, прогнозування поведінки та імітації руху ланцюгової передачі різної складності при заданих умовах експлуатації: найбільше значення динамічного навантаження ведучої вітки ланцюгового контуру має місце у металевому виконанні передачі, причому розбіжність між теоретичним і експериментальним значеннями складає 5,6%; найменше значення динамічного навантаження ведучої вітки ланцюгового контуру має місце при роботі полімерного ланцюга на металевих, причому розбіжність між теоретичним і експериментальним значеннями складає 5,3%; динамічне навантаження ведучої вітки ланцюгового контуру у полімерному виконанні деталей передачі незначно перевищує вказану величину в п. 2 і розбіжність між теоретичним і експериментальним значеннями складає 1,9%. Таким чином, можна вважати, що найкращим варіантом є застосування ланцюгових передач, оснащених деталями з полімерних композитів;

7. Поставлена в дисертації мета досягнута, а сформульовані задачі розв'язані. Практичну цінність дисертації підтверджено актами впровадження результатів дисертаційних досліджень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. А.с. 1587267 СССР, МКИ F 16 G 13/02. Втулочно-роликовая цепь. / В.М. Кузнецов, Т.А. Прошкова, Г.Е. Нехороших, и др. (СССР). – № 4448006/31-27; Заявлено 24.06.88; Оpubл. 23.08.90, Бюл. № 31.
2. А.с. 1793129 А1 СССР, МКИ F 16 G 13/14. Тяговая цепь и способ ее сборки / И.З. Даштиев, Д.В. Исупов, В.И. Карасик (СССР). – № 4869158/27; Заявлено 17.07.90; Оpubл. 07.02.93; Бюл. № 5.
3. А.с. №59073. Комп'ютерна програма "Расчёт n-массовой цепной передачи" / В.В. Казимир, Д.Ю. Борисов, О.И. Пилипенко, А.В. Полуян; Заявлено 03.02.2015; Оpubл. 31.03.2015.
4. Алямовский А.А. COSMOSWorks. Основы расчёта конструкций на прочность в среде SolidWorks. – ДМК Пресс, 2010 – 789 с.
5. Алямовский А.А. и др. Инженерные расчеты в SOLIDWORKS SIMULATION //М.: ДМК Пресс. – 2010.
6. Батуев Г.С., Голубков Ю.В., Ефремов А.К., Федосов А.А. Инженерные методы исследования ударных процессов. Машиностроение, М., 1977, 240с.
7. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. – Л.: Машиностроение, 1969. – 368с.
8. Вейц В.Л. Динамические расчёты приводов машин. – Л.: Машиностроение, 1971. – 352с.
9. Вейц В.Л., Кочура А.Е. Колебательные системы машинных агрегатов. – Л.: ЛГУ, 1979. – 256с.
10. Вейц В.Л., Царев Г.В. Динамика и моделирование электромеханических приводов. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 1992. – 271с.
11. Ганин Н. Проектирование и прочностной расчет в системе КОМПАС-3D. – Litres, 2014. – Т. 13.
12. Гнипа Ф.А., Ткачевский Я.И. Методика автоматизированного проектирования мастер-геометрии зализа крыла с фюзеляжем самолета в среде CAD-системы САТІА.
13. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач: Справочник.

М.: Машиностроение, 1982. – 336 с.

14. Давыдов Б.Л. Статика и динамика машин в типичных режимах. – М.: Машиностроение, 1973. – 273с.

15. Задорожний Н. А. Обобщенные требования к конструированию механических передач с упругими связями //Электромашинобуд. та електрообладн.– К.: Техніка. – 2006. – №. 66. – С. 27-29.

16. Задорожний Н. А. Элементы теории электромеханического взаимодействия в двухмассовых системах электропривода с упругими механическими связями: Учебное пособие по дисциплине «Теория электропривода» для студентов специальности «Электромеханические системы автоматизации и электропривод» дневной формы обучения //Краматорск: ДГМА. – 2006.

17. Задорожний Н.А. Принцип электромеханической совместимости в приводах машин с упругими механическими связями // Вест. Хар. гос. политехн. ун-та. Проблемы автоматизированного электропривода. – Харьков: – 1999. – Вып. 61. – С.123-124.

18. Иващенко А.В. и др. Современные технологии организации проектирования в едином информационном пространстве научно-производственного предприятия //Вестник СГАУ. – 2012. – №. 5-1 (36). – С. 284-292.

19. Каменев С.В., Лапынина М.Ю., Фот А.П., Чепасов В.И. Напряжённно-деформированное состояние пластин звеньев приводных роликовых цепей. // Вестник ОГУ. – 2014. – №1. – С. 196 – 202.

20. Кац Г.С., Милевски Д.В. Наполнители для полимерных композиционных материалов. Спр. пособие / Под ред. П.Г. Бабаевского. – М., Химия, 1981, 736 с.

21. Ключев В.И. Теория электропривода: Учебник для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 560 с.

22. Ковалевский В. И. Оценка влияния первичных погрешностей цепной передачи на полноту контакта в зацеплении. Тр. Кубан. гос. технол. ун-та, 2004, т.20, стр.49-56, 383-384.

23. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. Машиностроение, М., 1969, 296 с.

24. Композиционные материалы. Справочник / Под ред. Д.М. Карпиноса. Наукова думка, 1985, 592 с.
25. Композиционные материалы. Том 7, 8. Ч.1, 2. Анализ и проектирование конструкций. Ред. К. Чамис. Машиностроение, М., 1978, 344 с., 264 с.
26. Красноперов С. В. Самоучитель Autodesk Inventor. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008.
27. Крейник Г.В. Динамика машин и управление машинами. – М.: Машиностроение, 1988. – 239с.
28. Кроль О.С., Синдеева Е.В., Кроль А.А. Моделирование конструкции четырехопорного вала в САПР «APM WINMACHINE» //Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні. – С. 143.
29. Кудрявцев Е. М. КОМПАС-3D V10. Максимально полное руководство. В 3-х томах: ДМК Пресс, 2008. – 1184 с.
30. Максименко В. А. Динаміка пуску та усталеного режиму роботи ланцюгового привода, оснащеного полімерними деталями: дис. к-та техн. наук/В.А. Максименко. – Х.: НТУ "ХПІ", 2002. – 138 с.
31. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний. – М.: Наука, 1972. – 452с.
32. Пат. 4250764 США, МКИ F 16 G 13/02. Non-metallic sprocket chain having quick detachable, twist-locking pivot pins / Grant Glenn G. (США). – № 22954; Заявлено 23.03.79; Оpubл. 17.02.81.
33. Пилипенко О. І., Полуян А. В. Побудова моделей і порівняльний аналіз кінематики ланцюгових передач в металевому та полімерному виконанні //Наукові нотатки. – 2013. – №. 41 (2). – С. 96-102.
34. Пилипенко О.И. Исследование динамических явлений, возникающих при установившемся режиме работы роликовых цепных передач. Дисс. канд. техн. наук, Львовский политехнический институт, Львов. 1969.– 232 с.
35. Пилипенко О.И. Контактное взаимодействие элементов цепного привода из полимерных композитов. Mechanika, Wydan. AGH, Tom 9, zecz. 2, Krakow, 1990, с.91-97.

36. Пилипенко О.И. Научные основы и синтез цепных передач: дис. д-ра техн. наук/О.И. Пилипенко. – Х.: ХГПУ, 1996. – 467 с.

37. Пилипенко О.И. Поверхностные эффекты и износостойкость деталей из полиамидов и композитов на их основе в цепных приводах машин. Материалы междунар. научно-техн. конф. “Инженерия поверхностей и реновация изделий”, Киев (Феодосия), 2001, с.202-204.

38. Пилипенко О.И. Полимерные детали передач в машинах агропромышленного комплекса // Пластические массы, №6, М., 1990. – С.19-22.

39. Пилипенко О.И., Козар І.Ф, Максименко В.А. Комплексний аналіз геометрії та розподілу навантажень в ланцюговому зачепленні. Вісник ЧДТУ, серія Технічні науки №10, 2000, с.43-52.

40. Пилипенко О.И., Крищук Н.Г., Козар И.Ф., Максименко В.А. Компьютерное моделирование напряжённо-деформированного состояния деталей передач зацеплением. Международный сборник научных трудов «Прогрессивные технологии и системы машиностроения». Выпуск 13. Донецк-Севастополь, 11-17.09. 2000. – С.80-85.

41. Пилипенко О.И., Лабудько В.А., Радченко С.В. Стенд для испытаний и исследований передач с гибкой связью. А.С. № 1717988, Б.И. № 9, 1992.

42. Пилипенко О.И., Полуян А.В. 3D моделювання n-масової ланцюгової передачі в глобальній системі координат SolidWorks. Збірник тез VII міжнародної науково-практичної конференції "Інтегровані інтелектуальні робото-технічні комплекси (ІРТК-2014)", 19-20 травня 2014 року, м. Київ. – С. 232-234.

43. Пилипенко О.И., Полуян А.В. Компьютерное 3D моделирование работы цепной передачи из полимерных композитов. Материалы Тридцать третьей ежегодной международной конференции и выставки «Композиционные материалы в промышленности» 27-31.05.13. Ялта, Гурзуф, Крым. – С.253-256.

44. Пилипенко О.И., Полуян А.В. Моделювання, імітація та аналіз роботи ланцюгової передачі в металевому та полімерному виконанні. Збірник тез IX міжнародної науково-практичної конференції "Математичне та імітаційне

модельовання систем (МОДС-2014)", 23-27 червня 2014 року, с. Жукін, Київська обл. – С. 238-242.

45. Пилипенко О.И., Полуян А.В. Практика, перспективы создания и применения цепных приводов из полимерных композитов. Сборник трудов XX Международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века». 2013, Донецк (Севастополь). Том 2, С.239-243.

46. Пилипенко О.И., Полуян А.В. Технологии и материалы цепных передач из полимерных композитов. Международный инженерный журнал Приводы и компоненты машин №2-3, 2013. Москва. – С.11-14. ISSN 2223-1587.

47. Пилипенко О.И., Полуян А.В. Технолого-конструктивная оптимизация изготовления деталей цепных передач из полимерных композиционных материалов. Материалы 13-го Международного научно-технического семинара «Современные проблемы производства и ремонта в промышленности и на транспорте» 18-22.02.2013, г. Свалява. – С.164-166.

48. Пилипенко О.И., Полуян А.В. Эксплуатационные преимущества применения полимерных деталей цепных передач. Композитные материалы. Международный научно-технический сборник. Том 8, №1, Днепропетровск, 2014. – С.57-63. ISBN 978-966-2267-26-9.

49. Пилипенко О.І. Динаміка та розрахунок ланцюгового привода з полімерних композитів. Машинознавство №2, Львів, 2004. – С.19-24.

50. Пилипенко О.І. Сучасні технології проектування, конструювання і виготовлення ланцюгових приводів з полімерних композитів. Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції "Проблеми сучасних технологій виготовлення і надійності передач з гнучким зв'язком" 19-21.12.2011, Тернопіль – С.20-22.

51. Пилипенко О.І., Борщов О.О., Степенко А.П., Козар І.Ф. Оптимізація ланцюгової передачі по параметричній функції, що містить максимальні довговічність, ККД і опір спрацюванню. Вісник Чернігівського технологічного інституту №3. Машинобудування. Електроніка. Чернігів, 1997. – С.85-94.

52. Пилипенко О.І., Ільїн Д.О. Дослідження динаміки ланцюгового привода чисельними методами. Вісник ЧДТУ №28, серія Технічні науки. Чернігів, 2007. – С.22-28.

53. Пилипенко О.І., Ільїн Д.О. Моделювання динаміки ланцюгового привода, оснащеного деталями з полімерних композитів. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні №40. Львів, 2006. – С.183-189.

54. Пилипенко О.І., Козар І.Ф. Багаторядний ланцюг. Патент України 35750 А. Бюл.№3, 16.04.01.

55. Пилипенко О.І., Козар І.Ф. Дослідження розмірної точності приводних ланцюгів з полімерних композитів. Вісник Чернігівського державного технологічного університету №9, серія Технічні науки. Чернігів, 1999. – С.41-46.

56. Пилипенко О.І., Козар І.Ф., Максименко В.А. Дослідження ланцюгового зачеплення в передачах з полімерних композитів. Вісник Чернігівського технологічного інституту №4. Машинобудування. Чернігів, 1997. – С.125-133.

57. Пилипенко О.І., Козар І.Ф., Максименко В.А. Приводний полімерний ланцюг. Патент України 36500 А. Бюл.№3, 16.04.01.

58. Пилипенко О.І., Козар І.Ф., Степенко А.П. Просторова ланцюгова передача для непаралельних валів. Патент України 25748 А. Бюл. №6, 25.12.98.

59. Пилипенко О.І., Козар І.Ф., Степенко А.П. Пружна монолітна ланка ланцюга. Патент України 23341 А. Бюл.№4, 31.08.98.

60. Пилипенко О.І., Максименко В.А., Ільїн Д.О. Методи зниження динамічних навантажень і вибору основних параметрів ланцюгових передач. Вісник ЧДТУ №18, серія Технічні науки. Чернігів, 2002. – С.12-21.

61. Пилипенко О.І., Максименко В.А., Козар І.Ф. Дослідження динаміки перехідного та усталеного режиму роботи привода, оснащеного металевими і полімерними ланцюгами. Вісник ЧДТУ №10, серія Технічні науки. Чернігів, 2000. – С.61-69.

62. Пилипенко О.І., Павлище В.Т.. Експериментальне дослідження динамічних навантажень у ведучій вітці ланцюгової передачі. Вісник ЛПІ №42. Деякі питання динаміки машин. Вид-во ЛДУ, Львів, 1970, С. 76-79.

63. Пилипенко О.І., Полуян А.В. 3D моделювання кінематики ланцюгової передачі за допомогою програмного комплексу SolidWorks. XI Міжнародна науково-технічна конференція «ABIA-2013» 21-23 травня 2013 року, м. Київ. – Том 1, С. 3.10 – 3.13.

64. Пилипенко О.І., Полуян А.В. Аналіз лінійних переміщень, швидкостей та прискорень ролика ланцюга. Матеріали всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених "Новітні технології у науковій діяльності і навчальному процесі" 16-17 квітня 2013 року, м. Чернігів. – С. 13 – 16.

65. Пилипенко О.І., Полуян А.В. Вирішення інженерних задач під час 3D проектування зірочок ланцюгових передач. Вісник ЧДТУ №1(63), серія ТН. Чернігів. 2013. – С.14-20 ISSN 2225-7551.

66. Пилипенко О.І., Полуян А.В. Втрати потужності на тертя у ланцюговому електроприводі і його коефіцієнт корисної дії. Вісник ЧДТУ №2(57), серія Технічні науки, Чернігів, 2012, С.5-14. ISSN 2225-7551.

67. Пилипенко О.І., Полуян А.В. Втрати потужності на тертя у ланцюговому електроприводі і його коефіцієнт корисної дії. Матеріали II міжнародної науково-практичної конференції "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем" 23-25.05.12, Чернігів, 2012.С.26-27.

68. Пилипенко О.І., Полуян А.В. Комплексна автоматизація проектування ланцюгових передач. Вісник ЧДТУ №4(61), серія Технічні науки, Чернігів, 2012, С.5-15 ISSN 2225-7551.

69. Пилипенко О.І., Полуян А.В. Комплексна оцінка аналізу руху ролика ланцюга за допомогою програмного продукту SolidWorks. Вісник ЧДТУ № 65(2), серія ТН. Чернігів. 2013.

70. Пилипенко О.І., Полуян А.В. Комплексна оцінка аналізу руху ролика ланцюга за допомогою програмного продукту SolidWorks. Матеріали III міжнародної науково-практичної конференції "Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем" 14-16.05.13, Чернігів, 2013. С.23-25.

71. Пилипенко О.І., Полуян А.В. Комп'ютерне 3D моделювання ланцюгової передачі в металевому та полімерному виконанні. "Прогресивні технології в

машинобудуванні" // Збірник наукових праць II-ї Всеукраїнської науково-технічної конференції в м. Львів 10-15 лютого 2014 р. – С.49.

72. Пилипенко О.І., Полуян А.В. Порівняльний аналіз динаміки ланцюгової передачі в металевому та полімерному виконанні. Вісник ЧДТУ №3(67), серія ТН. Чернігів. 2013. – С.15-21. ISSN 2225-7551.

73. Пилипенко О.І., Полуян А.В. Ресурсосберегающие конструкции и технологии деталей цепных приводов. Материалы международной научно-технической конференции «Новые нетрадиционные технологии в ресурсо- и энергосбережении» 22-24.05.2013 г. Одесса. – С.145-149.

74. Пилипенко О.І., Полуян А.В. Система автоматизованого проектування ланцюгових передач. Вісник національного університету «Львівська політехніка» №746. Львів. Вид-во Львівської політехніки, 2012, С.51-55 ISSN 0321-0499.

75. Пилипенко О.І., Полуян А.В. Технологічний синтез деталей ланцюгових передач з полімерних композитів. Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції АС ПГП "Промислова гідравліка і пневматика" 19-20.09.12, Чернігів, 2012.С.70.

76. Пилипенко О.І., Полуян А.В. Динамика напряжённо-деформированного состояния элементов цепного привода в металлическом и полимерном исполнении. Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Проблемы механического привода. – Х.: НТУ "ХПИ", 2015. – №34 (1143). – С. 109-115. ISSN 2079-0791.

77. Пилипенко О.І., Роговенко А.І. Автоматизований геометричний розрахунок ланцюгової передачі. Вісник ЧДТУ №12, серія ТН. Чернігів, 2001. – С.29-34.

78. Пилипенко О.І., Степенко А.П., Козар І.Ф. Вплив похибок виготовлення ланцюгів на контактну взаємодію елементів ланцюгових передач з різних матеріалів. Вісник Чернігівського технологічного інституту №3. Машинобудування. Електроніка. Чернігів, 1997. – С.75-84.

79. Полимерные материалы в сельскохозяйственном машиностроении /Абрамов С.К., Рассохин Г.И., Пилипенко О.И. и др. – М.: Агропромиздат, 1986. –255 с.

80. Расчёт деталей машин на ЭВМ. Под ред. Д.Н. Решетова и С.А. Шувалова. М.: Высшая школа, 1985, 370 с.

81. Ресурсосберегающие методы повышения работоспособности приводов машин применением полимерных композитов: Отчет о НИР / О.И. Пилипенко, В.А. Максименко, И.Ф. Козар и др./ Чернигов. гос. технолог. ун-т; № ГР 0196U003327. – Чернигов, 1998. – 119 с.

82. Романовский Б.В. Уточненный расчет на усталостную прочность пластин роликовых цепей / В сб. Механические передачи, НИИМАШ, М.: 1971.

83. Романовский Б.В., Викулов А.С., Потёмкин А.Н. Об ударно-циклической прочности приводных цепей. Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств: Материалы VII Междунар. научно-технической конференции. Ч. 2. – Пенза: ПГУАС – 2012. – С. 226 – 231.

84. Романовский Б.В., Столбин Г.Б. Влияние макрогеометрии и формы пластин роликовых цепей на усталостную прочность пластин. Сборник “Механические передачи” (Цепи и зубчатые ремни) Под. ред. Г.Б. Столбина, НИИМАШ, 1971.

85. Рыбак В.Е. Исследование соударения роликов цепи с зубьями звёздочек цепной передачи. Автореферат канд. дисс., Львовский политехн. ин-т, 1968, 28 с.

86. Рыбак В.Е. Некоторые вопросы теории соударения шарниров роликовой цепи с зубьями звёздочек. Вестник ЛПИ, №12, 1966, с. 83-89.

87. Рябов Г. К., Неедро О. Ю. Снижение ударных нагрузок в цепных передачах. Вестн. машиностр. №7, 2004, стр.27-28.

88. Рябов Г.К. Исследование кинематики и динамики цепных передач. Автореферат канд. дисс. Пермский политехн. ин-т, 1967, 15с.

89. Рябов Г.К. Определение приведённого числа звеньев цепи, соударяющихся с зубьями звёздочек. Вестник машиностроения №8, 1968.

90. Сираиси А., Яги Я. Машиностроительное проектирование с использованием ЭВМ в примерах и задачах. – М.: Машиностроение, 1982. – 204 с.

91. Справочник по композиционным материалам. Кн. 1, 2 под ред. Дж. Любина. Машиностроение, М., 1988, 448 с., 581 с.

92. Binder R.C. Mechanics of the Roller Chain Drive, Englewood Cliffs, N. Y., Prentice-Hall, Inc., 1956, 204 p.

93. Conwell J.C., Johnson G.E. Experimental investigation of link tension and roller-sprocket impact in roller chain drives // Mechanism and machine theory. – 1996. – Vol 31, №4. – P. 533-544.

94. Режим доступа: <http://help.solidworks.com>

95. Huh Kunsoo, Choi Jinhwan, Yoo Honghee. Development of a multi-body dynamics simulation tool for tracked vehicles. Pt II. Application to track tension controller design. JSME Int. J. C №2, 2003, т.46, p.550-556.

96. Kissling U. Noise and Vibration Reduction in cylindrical Gears by an accurate Optimising Procedure implemented in KISSsoft, Proceedings of the international gearing conference, Paris, 1999.

97. Kunststoffe in der Anwendung Werkstoffblatt 4022, 2, October, 1967.

98. Neumuser E. Der Kettenantrieb als Antriebselement. Dieser Maschinen welt № 1, 1969.

99. Oleg Pilipenko. Complex approach to providing of chain drives quality. International virtual Journal for science, technics and innovations for the industry MTM (Machines, Technologies, Materials). Published by Scientific-technical Union of Mechanical Engineering. Year V, Issue 10/2011. ISSN 1313-0226, Sofia, Bulgaria. – P.21-26.

100. Oleg Pilipenko. Synthesis of Chain Drives Based on Dynamic Methods, New Materials and Technologies. Machine Design. Monograph. ISBN 978-86-7892-038-7. Novi Sad, Serbia, 2007. – P.307-314.

101. Paul M. Kurowski. Engineering. Analysis with COSMOSWorks Professional. – Schroff Development Corporation (SDC), 2005. – 248 p.

102. Pausch M., Pfeiffer F. Nonlinear dynamics of a chain drive with variable transmission ratio. Proc. 3rd Int. Conf. Nonlinear Mech., Shanghai, Aug. 17-20, 1998: ICNM-3, 1998, p.336-341.

103. Pfeiffer Friedrich. Nonlinear chain dynamics. Proc. 3rd Int. Conf. Nonlinear Mech., Shanghai, Aug. 17-20, 1998: ICNM-3, 1998, p.342-346.

104. Pilipenko O., Poluyan A. Project 3D Design, Calculation and Analysis of Chain Drives in Metal and Polymer Realization. International Journal of Mechanical Engineering and Automation. Ethan Publishing, USA. Volume 2, Number 1, 2015. – P. 40-46. Print ISSN: 2333-9179. Online ISSN: 2333-9187.

105. Pilipenko O.I. Mechanical Behaviour of Polimer Composites with Utilization of Waste in Driving Machinery Parts. Proceedings of 8-th International Conference on Mechanics and Technology of Composite Materials. Sofia, Bulgaria, 1997. – P.334-339.

106. Pilipenko O.I., Poluyan A.V. Dynamics of three mass chain drive in metal and polymeric implementation. Proceedings of the International Scientific and Practical Conference "Innovative technologies in science, Vol. 1.1 February 21-22, 2015, Dubai, UAE". – Dubai.: Rost Publishing, 2015. – p 6-9. ISBN 978-966-316-368-0.

107. Pilipenko O.I., Poluyan A.V. 3D computer modeling of chain transmission in metal and polymer design. Вісник національного університету "Львівська політехніка" №772. Львів. Вид-во Львівської політехніки, 2013, С.89-97 ISSN 0321-0499.

108. Pilipenko O.I., Poluyan A.V. 3D modeling of experimental stand for research n-mass chain transmission. Proceedings. The sixth world congress "Aviation in the XXI-st century". "Safety in Aviation and Technologies". September 23-25, 2014. Kyiv, Ukraine. Volume 1. Pages 1.9.16 - 1.9.19.

109. Pilipenko O.I., Poluyan A.V. Dynamic parameters of a chain transmission in metal and polymer design. Proceedings. XIth International Congress MACHINES, TECHNOLOGIES, MATERIALS 2014. 17 - 20 September 2014. Varna, Bulgaria. Volume 1. P. 70 – 74. ISSN 1310-3946 (11/160).

110. Pourroy F., Kotenko A. Modelisation dynamique d'une chaine de transmission de puissance avec tendeur en regime transitoire. Динам., прочн. и износостойк. машин №5, 1998, стр.21-29.

111. Rachner H.G. Stahlgelenkketten und Kettentriebe, Berlin, 1962, 221 s.

112. Ryu Han Sik, Huh Kun Soo, Bae Dae Sung, Choi Jin Hwan. Development of a multibody dynamics simulation tool for tracked vehicles. Pt I. Efficient contact and nonlinear dynamic modeling. JSME Int. J. C. №2, 2003, т.46, p.540-549.

113. Synnestvedt R. G. An effective method for modeling stiction in multibody dynamic systems. Trans. ASME. J. Dyn. Syst., Meas. and Contr. 1, 1996, т.118, стр.172-176.

114. Troedsson I., Vedmar L. A dynamic analysis of the oscillations in a chain drive. Trans. ASME. J. Mech. Des. №3, 2001, p.395-401.

ДОДАТКИ

Додаток А. Акти впровадження

А.1 Акт про впровадження результатів кандидатської дисертаційної роботи
Полуяна Анатолія Вікторовича на приватно-орендному підприємстві імені Войкова.

Чернігівський національний
технологічний університет
14027, м. Чернігів,
вул. Шевченка, 95

Приватно-орендне підприємство
імені Войкова
15552, смт. М – Коцюбинське,
вул. Шевченка, 50

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Проректор з наукової роботи

В.В. Казимир



01 2015 р.

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Директор підприємства

О.Л. Климчук



"20" січня 2015 р.

ТЕХНІЧНИЙ АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи

"Оптимізація ресурсозберігаючого багатомасового ланцюгового привода"
аспіранта Чернігівського національного технологічного університету

Полуян Анатолія Вікторовича

Даний акт складений про те, що на приватно-орендному підприємстві імені Войкова при модернізації ланцюгового привода мотвила зернозбирального комбайна "ДОН-1500" використані нові підходи до розрахунку і конструювання ланцюгового привода, які базуються на врахуванні реальних динамічних процесів, що відбуваються під час експлуатації мотвила. Оптимально підібрані конструктивні та експлуатаційні параметри ланцюгового привода.

В результаті впровадження:

- зменшено динамічне навантаження в ланцюговому контурі за рахунок використання зірочок та ланок ланцюга із полімерного композиту ПА-6,6КС;
- підвищено стійкість до агресивного середовища (подрібненої рослинної маси, абразиву ґрунта і т.п.);
- збільшено термін служби ланцюгового привода мотвила, його коефіцієнт корисної дії;
- зникла потреба у змащуванні.

Очікуваний умовно-річний економічний ефект впровадження тільки на одному зернозбиральному комбайні складе з врахуванням коливання цін біля 1500 грн (одна тисяча п'ятсот гривень).

Нові підходи дійсно дозволяють оптимізувати ланцюговий привід мотвила зернозбирального комбайна "ДОН-1500" і будуть використані в подальшому при модернізації інших ланцюгових приводів цієї та інших марок зернозбиральних комбайнів.

Представник приватно-орендного
підприємства імені Войкова (замовник)

директор Климчук О.Л.

Представник ЧНТУ (виконавець)

зав. каф. ОКМ д.т.н., проф.
Пилипенко О.І.

А.2 Акт про впровадження результатів кандидатської дисертаційної роботи
Полуяна Анатолія Вікторовича на приватному акціонерному товаристві
"Чернігівський автозавод".

ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова правління ПрАТ



"Чернігівський автозавод"

Купцов В.В.

2015 р.

ТЕХНІЧНИЙ АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи

"Оптимізація ресурсозберігаючого багатомасового ланцюгового привода"
аспіранта Чернігівського національного технологічного університету

Полуяна Анатолія Вікторовича

Акт складений про те, що на приватному акціонерному товаристві (ПрАТ) "Чернігівський автозавод" при оптимізації ланцюгового привода транспортера відходів системи лазерного розкрою *TruLaser TCL 2530* були використані нові підходи до розрахунку і конструювання ланцюгового привода, які базуються на врахуванні реальних динамічних процесів, що відбуваються під час експлуатації транспортера та оптимально підібрані конструктивні та експлуатаційні його параметри.

В результаті впровадження:

- зменшено динамічне навантаження в ланцюговому контурі за рахунок використання зірочок та ланок ланцюга із полімерного композиту ПА-6,6КС;
- збільшено термін служби ланцюгового привода транспортера, його коефіцієнт корисної дії;
- зникла потреба у змащуванні ланцюга передачі.

Очікуваний умовно-річний економічний ефект впровадження наближено складе, з врахуванням коливання цін, біля 5000 грн.

Застосування нового підходу, по розрахунку та конструюванню ланцюгових передач, дійсно дозволяє оптимізувати ланцюговий привід транспортера відходів системи лазерного розкрою *TruLaser TCL 2530*.

Представники ПрАТ "Чернігівський автозавод":

начальник заготівельного цеху
Микитченко Г.В.

майстер дільниці лазерної різки
Акуленко В.М.

майстер з ремонту СГМех
Сисенко О.М.

А.3 Акт про впровадження результатів кандидатської дисертаційної роботи
Полуяна Анатолія Вікторовича в навчальному процесі Чернігівського національного
технологічного університету

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Проректор з наукової роботи
Чернігівського національного
технологічного університету



Д.т.н., проф. В.В. Казимир
(підпис, м.п.)

"02" "04" 2015 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
Полуяна Анатолія Вікторовича

Основні наукові розробки та результати дисертаційної роботи Полуяна Анатолія Вікторовича "Оптимізація ресурсозберігаючого багатомасового ланцюгового привода" використані при підготовці матеріалів до курсу "Деталі машин".

Дисертаційна робота виконувалась у відповідності до наукових досліджень ЧНТУ за тематичним планом науково-дослідних робіт кафедри основ конструювання машин: "Вдосконалення і розробка конструкцій і технологій у машинобудівній галузі", яка складається з наступних етапів: 1 Комплексна оцінка роботи ланцюгової передачі за допомогою програмного продукту "SolidWorks"; 2 Модернізація експериментальної установки, її 3D моделювання динамічних параметрів ланцюгової передачі в металевому та полімерному виконанні.

Директор навчально-наукового
інституту технологій ЧНТУ,
к.т.н., доцент

С.Д. Цибуля

Завідувач кафедри основ
конструювання машин ЧНТУ,
д.т.н., професор

О.І. Пилипенко