

ПОЛТАВСЬКА ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ
Кафедра механічної та електричної інженерії

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи

на здобуття ступеня вищої освіти « магістр »

на тему: «Імітаційне дослідження впливу технологічних параметрів виготовлення приводних роликів ланцюгів на їх довговічність»

Виконав: здобувач вищої освіти
за ступенем « магістр » групи 2

ОПП Машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва
спеціальності 133 Галузеве
машинобудування

Яхін Максим Сергійович

Керівник: Опара Надія Миколаївна

Рецензент: _____

ВСТУП

Актуальність теми Підвищення працездатності машин, їх приводів, в тому числі механічних передач, є центральною проблемою науково-технічного прогресу. Ланцюгові передачі широко застосовуються в сільськогосподарських та інших машинах. Працездатність передачі лімітує приводний роликів ланцюг. Ефективним напрямком підвищення працездатності ланцюгових передач є збільшення міцності і зносостійкості деталей роликів ланцюгів.

Питанням підвищення працездатності втулок роликів ланцюгів шляхом вдосконалення їх конструкції, технологічні вдосконалення, що забезпечують сприятливі умови роботи ланцюгової передачі, приділяється недостатньо уваги. Невирішені питання:

- впливу орієнтації стику згорнутої втулки і наявності технологічних отворів в модифікованих втулках на їх напружено-деформований стан і працездатність;
- впливу технологічних факторів на формування стику згорнутої втулки, податливість втулки роликів ланцюга при запресовуванні в пластину;
- вдосконалення технологічних методів підвищення працездатності згорнутих втулок;

Дослідження цих питань і впровадження у виробництво науково обґрунтованих технічних рішень дозволить підвищити працездатність передач з роликів ланцюгами, в зв'язку з чим даний дослідження є актуальним.

Мета дослідження оцінка ефективності конструкторських і технологічних методів підвищення працездатності ланцюгових передач. Підвищення працездатності роликів ланцюгів досягається шляхом вдосконалення конструкції та технології виготовлення втулок. Відповідно до поставленої мети визначено такі основні завдання цієї роботи:

- досліджувати напружено-деформований стан серійних і модифікованих втулок з метою виявлення раціонального розташування стику втулки;
- дослідити експериментально вплив орієнтації стику і модифікації втулок на працездатність роликового ланцюга.

Об'єкт дослідження – приводні ланцюги зернозбиральних комбайнів.

Предметом дослідження є напружено-деформований стан, статична міцність і втомний знос згорнутої втулки залежно від взаємної орієнтації стику і прикладання навантаження, що дозволили виявити раціональне розташування стику згорнутої втулки.

Методика досліджень Теоретичні дослідження напружено-деформованого стану втулок роликових ланцюгів базуються на використанні методу скінчених елементів. При обробці результатів досліджень використовувалися пакети прикладних програм Пакет аналізу для Microsoft Excel, Autodesk Inventor. Обробка експериментальних результатів виконана із застосуванням методів математичної статистики.

Теоретична та практична значущість роботи полягає в наступному:

- проведені теоретичні (за методом скінчених елементів) і експериментальні дослідження модифікованих ланцюгів із різною орієнтації стику втулки;
- науково-обґрунтовано модифікація і орієнтація згорнутої втулки по стику дозволила підвищити працездатність роликових ланцюгів до 25%;
- встановлено вплив і дана кількісна оцінка орієнтації стику згорнутих втулок на напружено-деформований стан, статичну міцність;
- застосування модифікованих приводних роликових ланцюгів замість серійних дасть можливість суттєву експлуатаційну економію.

1. СТАН ПИТАННЯ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Загальні характеристики ланцюгових передач сільськогосподарського призначення

Ланцюгова передача являє собою механізм для передачі механічної енергії між паралельними валами, з закріпленими на них зірочками, які охоплені нескінченним ланцюгом, що складається з окремих шарнірно з'єднаних жорстких ланок. Ланцюгові передачі набули найбільшого поширення в сільськогосподарському машинобудуванні, підйомно-транспортних пристроях, гірничорудному обладнанні, та багатьох інших галузях машинобудування.

У передачах сільськогосподарського призначення використовуються ланцюги різного конструктивного виконання, а саме роликові; втулкові; пластинчасті; зварні, штамповані та литі. За характером використання все ланцюга діляться на дві групи: привідні і тягові.

У загальному машинобудуванні ланцюги механічних передач називають приводними. Привідні ланцюги можуть бути: роликові (ПР), втулкові (ПВ) і зубчасті (ПЗ). Конструкція роликових (рис. 1.1) і втулкових приводних ланцюгів стандартизована (ГОСТ 13568-97, ISO 606-94, DIN 8187/8188), вони за конструкцією аналогічні, але останні не мають роликів, що здешевлює ланцюг та зменшує їх вагу. Для передачі більшої потужності при збереженні габаритних розмірів у радіальному напрямку застосовують дво-, три- і чотирирядні приводні роликові ланцюги. Також передбачені і втулкові однорядні і дворядні ланцюги. Збільшення числа рядів при одному і тому ж кроці ланцюга дають змогу майже пропорційно числу рядів підвищити навантажувальну здатність передачі.

Зубчасті ланцюги (рис. 1.2) (ДСТУ 13552-81) застосовують для передачі великих зусиль з порівняно високими швидкостями (до 40 м/с). Ці ланцюги підходять для швидкісних металообробних верстатів, текстильних машин, моторної транспортної техніки.

Рис. 1.1 – Приводний роликовий ланцюг

- 1 – пластина внутрішньої ланки;
 2 – пластина зовнішньої ланки;
 3 – валик; 4 – втулка; 5 – ролик.

Рис. 1.2 – Зубчастий ланцюг

Роликові ланцюги з зігнутими пластинами (ПРЗ) набирають з однакових ланок, подібних перехідним ланкам. Вигнуті пластини при дії поздовжньої навантаження працюють на вигин і, тому, мають підвищену пружність. Їх застосовують при великих динамічних навантаженнях, ударах і частих реверсах і швидкості до 5 м/с.

Ланцюгові передачі сільськогосподарського призначення, як правило, застосовують для зниження частот обертання приводних валів робочих органів, що значно віддалені між собою та, в основному, мають передавальні відношення $u = 1,2 \dots 3,5$. При цьому ведуча зірочка має число зубів $z_1 = 13 \dots 18$, а ведена – в середньому $z_2 = 26 \dots 30$. Іноді зустрічаються передачі, де число зубів веденої зірочки може перевищувати 40. У тихохідних передачах число зубів веденої зірочки може досягати 70 і більше.

Швидкість руху ланцюгового контуру зазвичай менше 2 м/с при частоті обертання ведучої зірочки, що найчастіше знаходиться в межах $200 \dots 600 \text{ хв}^{-1}$. Міжосьові відстані для ланцюгових передач у сільськогосподарській техніці не перевищують 1,5 м, але найбільш поширені значення в межах 350 ... 700 мм. Найчастіше зустрічаються багатозірчкові передачі, наприклад дво- і тризіркові (не рахуючи натягну), поряд з цим існують і спеціальні передачі, як наприклад, в активних транспортерах коренезбиральних комбайнів, в яких ланцюг може приводити у рух до семи валів одночасно.

Потужності, що передаються ланцюговим приводом сільськогосподарського призначення, порівняно невеликі і, як правило, не перевищують 4 ... 5 кВт. При цьому в більшості передач використовується однорядний роликовим ланцюгом із кроком 19,05 мм. Наприклад, на

зернозбиральних комбайнах їх налічується майже 60% від загальної кількості. Ланцюги з кроком 25,4 мм застосовуються у більш навантажених передачах. В зернозбиральних комбайнах вони складають до 25% від загального числа. Але є передачі і з застосуванням дворядних та іноді трирядних ланцюгів тих самих кроків.

У ланцюгових транспортерах застосовують спеціальні тягові довголанкові ланцюги з кроком 31,75 і 38,1 мм, що мають спеціальні ланки для кріплення робочих органів, але в передачах приводні ланцюги з такими кроками зустрічаються рідше та застосовують при досить невисоких швидкостях руху, але при великих колових зусиллях.

Ланцюгові передачі у сільськогосподарських машинах зазвичай забезпечені додатковими натяжними пристроями (зірочками іноді роликками), які можуть бути й жорстко закріплені на елементах рами із можливістю періодичного регулювання натягу. Натяжна зірочка може бути встановлена як зовні, так і в середині контуру ланцюга, а натяг регулюється та фіксується зірочка з кронштейном за допомогою гвинта.

Жорстке закріплення натяжних зірочок негативно позначається на довговічності передачі, так як відсутня можливість компенсації биття ланцюга за рахунок коливання швидкості його руху, що спричиняє додаткові зусилля, які можуть бути зіставні з робочим навантаженням, а іноді і перевершують її.

На кінематичні і динамічні характеристики процесу роботи ланцюгових передач значний вплив мають зірочки. Загальні технічні вимоги до зірочкам полягають в наступному. Число зубів зірочок рекомендується стандартом вибирати з ряду: 9; 10; 11; 12; (13); 14; (15); 16; (17); 18; (19); 20; (22), 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80. Перевага віддається першому ряду (числа без дужок). Бажано приймати непарні числа зубів зірочок ланцюгових, що в поєднанні з парним числом ланок ланцюга сприяє більш рівномірному її зношуванню. При цьому рекомендується приймати число зубів не менше 13 □.

Мінімальне число зубів ведучої зірочки z_1 зазвичай вибирають в залежності від частоти її обертання n_1 :

- $z_1 = 13 \dots 15$ при $n_1 < 200$ об/хв;
- $z_1 = 17 \dots 19$ при $n_1 = 250 \dots 650$ об/хв;
- $z_1 = 21 \dots 23$ при $n_1 > 700$ об/хв.

Для приводів, що працюють з ударними навантаженнями, незалежно від частоти обертання число зубів має бути не менше $z_1 = 23$.

Максимальне число зубів веденої зірочки для приводного ланцюга z_2 обмежена:

- для втулкової ланцюга $z_2 < 90$;
- для роликового ланцюга $z_2 < 120$.

Зірочки виконують відповідно ГОСТ 591-78, який встановлює два профілі зубів зірочок: без зміщення центрів дуг западин; зі зміщенням центрів дуг западин. Зірочки з профілем без зміщення центрів дуг западин рекомендується застосовувати в особливо точних кінематичних реверсивних передачах з одно- і дворядними ланцюгами. В інших випадках рекомендується застосовувати зірочки з профілем зі зміщенням центрів дуг западин.

Основне застосування ланцюгові передачі мають в мобільних сільськогосподарських машинах (комбайни, кормозаготівельні машини, машини по внесенню добрив, сівалки і т. п.). Найбільшу їх кількість мають зернозбиральні комбайни. У якості приводного найчастіше використовується приводний ланцюг із кроком 19,05 мм, а мінімальне число зубів зірочок в передачах зернових комбайнів складає 13, а в середньому – 26 ... 27. Тягові ланцюги транспортерів працюють із зірочками на 7 і 9 зубів.

В стаціонарних системах ланцюгові приводи зустрічаються рідше. Прикладом можуть служити цехи по переробці сільськогосподарської продукції, кормоприготувальні, стаціонарні транспортери зерна, приводи транспортерів для видалення гною і т. п.

В якості тягових ланцюгів використовуються як роликові ланцюги з кроком 38,1 мм, так і спеціальні пластинчасті ланцюги різних конструкцій.

Всі тягові ланцюги мають дуже невеликі швидкості руху (менше 0,5 м/с) та працюють із зірочками, що в основному мають менше 12 зубів, при цьому в порівняно важких умовах щодо абразивного та інших забруднень.

Всі ланцюгові контури сільськогосподарського призначення мають відкрите виконання, тобто не мають яких би то не було пристроїв, що відокремлюють їх від навколишнього середовища. У зв'язку з цим в мобільних машинах вони піддаються абразивному забрудненню. Дещо меншою мірою це відноситься до ланцюгових передач, і в значно більшій – до ланцюгових транспортерів, які фактично працюють всередині потоку вантажу.

Зірочки виготовляють з сірого чавуну, високоміцного чавуну або зі сталі. Для збільшення зносостійкості деякі зірочки термічно обробляють. Зубчастий вінець зірочки в окремих конструкціях буває знімним. При нерухомому з'єднанні з валом зірочки кріплять шпонками, стопорними гвинтами, конусними втулками або на різьбі. При вільному обертанні на осі маточина зірочки іноді одночасно є корпусом для кулькового або роликового підшипника.

1.2. Аналіз довговічності ланцюгових передач

Надаючи важливого значення питанням підвищення довговічності сільськогосподарських ланцюгових передач нами визначені терміни служби ланцюгів сучасних сільськогосподарських машин протягом року. Дані представлені у таблиці 1.1 .

Аналіз даних, наведених у таблиці, показує, що найбільше річне напрацювання мають ланцюгові передачі зернозбиральних комбайнів.

Дані по довговічності найбільш схильних до зносу ланцюгових передач наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.1 – Річне напрацювання основних сільськогосподарських машин, які мають ланцюгові приводи

Найменування машин	Тривалість використання машини в році				Середня швидкість руху передач, м/с	
	Днів	Зміни на добу		Коефіцієнт використання машини		Годин на рік
		Кількість	Годин			
Комбайни зернові	25	2	10	0,75	375	2,2
Комбайни силосозбиральні	12	2	10	0,75	180	2,2
Комбайни кукурудзозбиральні	10	1	14	0,75	105	2,2
Жниварки валкові	6	1	14	0,8	68	1,96
Косарки трав	10	1	14	0,8	112	2,2
Сівалки зернові	10	1	12	0,7	84	0,87
Сівалки пунктирні	6	1	12	0,7	50	0,87
Кормороздавачі	90	1	8	0,2	144	2,2
Зерноавантажувачі	30	1	10	0,8	240	2,0
Середнє сезонна напрацювання ланцюгових передач					150	

Таблиця 1.2 – Середня довговічність ланцюгових передач комбайнів

Привід	Ланцюг за ГОСТ 13568-97	Кількість ланок, шт	Довговічність, годин
Половонабивача	ПР-19,05-31,8	151	650
Шнека жатки	ПР-25,4-60,0	73	550
Валу варіатора мотовила	ПР-19,05-31,8	81	550
Проставки жатки	ПР-25,4-60,0	67	550
Приймального бітера проставки	ПР-25,4-60,0	71	480
Трансмійного валу	ПР-25,4 -60,0	107	480

Як впливає з таблиці 1.1 , зернозбиральні комбайни працюють в сезон 375 годин, що при зазначеній в таблиці 1.2 довговічності, до кінця наступного сезону призводить до зносу всіх представлених в таблиці передач.

1.3.Змащування ланцюгових передач

При існуючих способах мащення роликів ланцюгів (занурення, полив, мащення пензлем) шарніри в повному обсязі заповнюються маслом, в той же час мастило, що залишається тільки на поверхні ланцюга, є

накопичувачем абразиву, що призводить до швидкого зношування ланцюга. В даний час знаходить застосування більш досконалий спосіб змащення. Згорнутий у рулон ланцюг поміщають між двома дисками і укладають в бак з змазкою. Потім, користуючись пневматичним молотком, наносять ряд ударів по верхньому диску. Цей диск і зовнішні ланки ланцюга різко переміщуються, тоді як внутрішні ланки залишаються нерухомими. При цьому відбувається змащення ланцюга. Масло, яке знаходиться в зазорі між пластинами, видавлюється. Велика швидкість видавлювання сприяє тому, що частина масла потрапляє в зазор між валиком-втулкою і втулкою-роликком. До наступного удару молотка пружини, на яких встановлені диски в баку, повертають ланцюг в початкове положення, при цьому внутрішні ланки опускаються вниз і до бічних пластин надходить нова порція масла. Таким способом при 1000... 1500 ударах в хвилину за 2... 3 хв забезпечується хороше змазування ланцюга.

Наявні суперечливі відомості про необхідність та способи змащування ланцюгових передач, які працюють в умовах абразивного забруднення. При цьому, застосування певних мастильних матеріалів при наявності абразивного забруднення збільшує інтенсивність зношування шарнірів ланцюга.

Необхідність змащування ланцюгів при наявності абразивного забруднення є обов'язковою вимогою. Встановлено [1], що навіть при забрудненні ланцюга піском сили тертя в шарнірі з застосуванням мастильних матеріалів в 4... 5 разів менше, ніж при їх відсутності. За вимогами стандартів DIN і ASA [2] не враховується наявність абразиву як фактору, що виключає застосування мастильних матеріалів. Проте передбачається більш ніж у шість разів зменшують довговічність незмазаних передач в порівнянні з тими, які змащуються постійно.

Встановлено [3], що в умовах абразивного забруднення змащені ланцюги можуть зношуватися в 2... 4 рази інтенсивніше від тих що незмащені. Однак зазначені дослідження виконувалися у лабораторних умовах із

застосуванням кар'єрного піску, що суттєво відрізняється від дійсних умов забруднення ланцюгових передач сільськогосподарського призначення.

Примітний факт, що керівництва по експлуатації машин, навіть таких складних як зернові комбайни, взагалі не містять вказівок з технічного обслуговування ланцюгових передач в період їх роботи. У кращому випадку в них викладаються вимоги про змазування знятих з машин ланцюгів перед їх зберіганням. Це можна пояснити тим, що відсутні прості і зручні в експлуатації способи нанесення мастильного матеріалу. Ця обставина і поширене бездоказове думку служать підставою до того, що ланцюги під час роботи змащувати не слід. Тим часом, давно відомо [], що ланцюгові передачі за відсутності абразиву неодмінно підлягають змазування. І змащувати їх потрібно досить часто. У важко навантажених передачах періодичність змащування становить 8...10 годин.

При випробуваннях тягових ланцюгів в умовах інтенсивного забруднення різними видами абразивних речовин і при тиску в шарнірі менше 15 Н/мм^2 і наявності абразиву менше зношуються незмащені тягові ланцюги, а при підвищенні тиску понад цієї величини менше зношуються змащені.

Застосовність до передач сільськогосподарського призначення, які працюють в умовах абразивного забруднення, висновків згаданих авторів про небажаність нанесення мастильних матеріалів сумнівна, так як всі випробування проводилися ними в лабораторних умовах при інтенсивному посипання ланцюгів або кварцовим піском [], або формувальної землею та іншими вельми активними абразивними матеріалами [].

Можна виділити дві групи сільськогосподарських машин: мобільні машини і знаряддя, що працюють в умовах запиленого повітря, і стаціонарні пристрої в переробних цехах, де здебільшого абразивний забруднення відсутній.

Для приводних ланцюгів сільськогосподарських мобільних машин характерно забруднення пилом. Фракційний і структурний склад польовий пилу, за даними [], залежить від ґрунтово-кліматичних умов. В середньому

ж, за даними згаданих джерел, пил за складом складається з компонентів, представлених в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Середній фракційний склад сільськогосподарської пилу

Найменування компонентів	Зміст, %
Кремнезем	50
Органічні речовини	10
Fe ₂ O ₃ , Al ₂ O ₃ , CaCO ₃ , MgCO ₃	40

Найбільш агресивним в частині зносу є кремнезем і менш агресивні згадані оксиди і сполуки.

У 1 м³ повітря навколо працюючих сільськогосподарських машин в середньому може перебувати близько 0,1 г пилу з максимумом (при культивуванні) близько 0,6 г. Структурний склад пилу представлений в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Структурний склад сільськогосподарської пилу, %

Розміри порошинок, мкм			
До 1,0	1,0... 5,0	5,0... 10,0	Св. 10,0
71,9	16,2	3,8	8,1

Як впливає Відповідно до даних таблиці 1.4, 88% абразивних частинок пилу не перевищують 5 мкм, що може свідчити про невисоку їх агресивності навіть при проникненні всередину шарніра. Вони в більшості виявляються менше продуктів зносу деталей шарнірів від сухого тертя.

Шарніри забруднюються абразивом в міру його поступового накопичення в змащувальному матеріалі на поверхнях ланцюга і надходження в шарніри разом з ним. Однак для істотного впливу абразиву пилу, що проникає в шарніри ланцюгів сільськогосподарського призначення цим шляхом, потрібно значний часовий проміжок.

Перш за все, повинна бути створена досить висока концентрація абразиву на поверхні ланцюга і в змащувальному матеріалі.

Тим часом має місце внутрішнє забруднення шарнірів продуктами зносу (окислами заліза), які, за даними дослідників в області тертя і зносу [], мають абразивні властивості. Можна вважати, що при відсутності мастильних матеріалів в шарнірі багаторазово посилюється цей процес.

При наявності змащення коефіцієнт тертя стали по сталі оцінюється величиною 0,03...0,05, а при її відсутності в 0,1...0,2, що в 3...4 рази більше. Відповідно збільшується і робота тертя в шарнірі і його знос, з відповідною освітою абразивних продуктів зносу. Їх інтенсивного утворення і окисленню сприятиме і висока температура нагріву шарніра, особливо в зоні контакту валика і втулки.

Безсумнівно, що абразивну забруднення шарнірів ланцюга пилом має місце, але за сукупністю наявною інформацією його значимість на величину зносу їх деталей оцінити неможливо. Для вирішення даної проблеми необхідні порівняльні випробування ланцюгових передач, що працюють в порівнянних умовах, як з регулярною мастилом, так і без неї безпосередньо в польових умовах

Відсутність мастильних матеріалів на поверхнях труться шарнірів призводить до великих втрат потужності. Дослідниками відзначається, що при змазуванні поливом ланцюг виявляється сухий через 8...12 годин роботи і сильно нагрівається. Те ж саме спостерігається і при роботі ланцюгових передач сільськогосподарських машин. Факт загального нагріву ланцюга дає підстави вважати, що в точках контакту валиків з втулками миттєві температури нагріву будуть досягати температури відпустки, що неминуче призведе до втрати мікротвердості поверхневого шару деталей і різкого падіння зносостійкості.

Крім того, рівень точності розташування зірочок в ланцюговому контурі досить низький, що викликає неминуче порушення повноти контакту деталей шарніра по його довжині в моменти перегину ланцюга на зірочці. При цьому контакт зміщується до країв шарніра з різким зростанням тисків проти

розрахункових. Це призводить до великих зносів валиків і втулок по краях шарнірів. Таке явище спостерігається практично у всіх вилучених ланцюгів.

У зв'язку зі сказаним застосування мастильних матеріалів для ланцюгових передач сільськогосподарських машин під час відсутності запиленості повітря однозначно представляється необхідним, але потрібні пошуки і розробка нових технічних рішень щодо забезпечення ланцюгів мастильним матеріалом більш раціональними способами, що забезпечують стійке його присутність в шарнірах.

Загальновідомо, що всі ланцюгові передачі сільськогосподарських машин мають відкрите виконання. Тому можливо і рекомендовано їх періодичне змазування. За першим способом мастильні матеріали належить наносити на ланцюг через кожні 8...10 годин роботи. За іншим способом змазування рекомендується виконувати шляхом занурення очищеної від забруднення ланцюга в сумісний мастильний матеріал, нагрітий до температури, здатної його розріджувати і забезпечити проникнення всередину шарнірів. Витримувати ланцюг рекомендується до загущення мастильного матеріалу. Періодичність операції – кожні 60...80 годин.

Обидві ці рекомендації не відповідають сучасним вимогам ні з точки зору мінімізації технічного обслуговування за машинами і знаряддями, ні з екологічних міркувань. «Проварювання» в консистентні змашувальні матеріали в процесі використання машини або знаряддя вимагає демонтажу передачі і істотних витрат часу на організацію та забезпечення процесу при значному просте машин.

Полив же передачі рідким мастильним матеріалом взагалі суперечить усім екологічним нормам. Мастильний матеріал, розкидають працює під час поливу передачею, забруднює прилеглі частини машини або знаряддя, і потрібні додаткові витрати на очистку машини в зв'язку з утворенням значної кількості продуктів забруднення, які потребують утилізації. Корисне використання мастильного матеріалу при поливі становить не більше 1...2%

від витраченого. Інша його частина, так чи інакше, потрапляє в навколишнє середовище, викликаючи забруднення.

Як відомо, більшість сільськогосподарських машин працює порівняно невеликими періодами, але вкрай напруженими за термінами виконання. Безперервна робота машин протягом доби може тривати по 14...19 годин без зміни операторів. У такій ситуації щоденне технічне обслуговування просто ігнорується. В сучасній практиці саме з цих причин ланцюгові передачі переважної більшості сільськогосподарських машин і знарядь працюють без змазування.

Таким чином, рекомендовані способи нанесення мастильних матеріалів для ланцюгових передач сільськогосподарського призначення неприйнятні ні з організаційних, ні з технічних і екологічних міркувань. У зв'язку з цим абсолютно необхідний пошук рішень щодо забезпечення надійного нанесення мастильних матеріалів для ланцюгових передач сільськогосподарського призначення там, де доцільність їх застосування не викликає сумнівів.

1.4. Огляд наукової інформації з теми дослідження

Точних даних про винахід ланцюгових передач в літературі немає. Проте можна вважати, що наближені до сучасного вигляду ланцюгові передачі відносяться до кінця 18-го і початку 19-го століть.

З появою парових двигунів, а потім і двигунів внутрішнього згорання, ланцюгові передачі від двигуна до механічних систем виробництва, а також до провідних коліс і робочих органів машин стали невід'ємною їх частиною.

Поступово вони стали поширюватися на машини і механізми в інших галузях виробництва: гірничорудної промисловості, верстатобудування, важкому машинобудуванні, будівництві і т. д. У сільськогосподарському виробництві ланцюгові передачі в основному знайшли широке застосування з появою зернозбиральних комбайнів.

Сучасні зернозбиральні комбайни мають від 5 до 12 ланцюгових приводів. Загальне застосування ланцюгів в сільськогосподарському виробництві істотно не зменшилась, тому що все більше і більше

розширювалося виробництво і використання інших машин та устаткування, в яких знаходять застосування ланцюгові передачі.

Проте спеціальних наукових досліджень, присвячених проблемам застосування ланцюгових передач в сільському господарстві, недостатньо.

Крім навчальних посібників для інженерних вузів по деталях машин і перевидаються стандартів з практично старими матеріалами в літературі останніх років відповідних публікацій явно недостатньо. Більшість наукових публікацій присвячені ланцюговим передачам загальномашинобудівного призначення і не відображають умов сільськогосподарського виробництва.

Значна кількість науково-дослідних робіт в області ланцюгових передач по обґрунтуванню їх параметрів і пристроїв була виконана в період приблизно з 1940 по 1985 роки. У цих роботах розглянуті класичні питання кінематики і динаміки ланцюгової передачі і запропонований найбільш об'єктивний метод розрахунку ланцюгових передач на довговічність. Також розглянуті проблеми натягу холостий гілки передачі, обґрунтована робота нормального зачеплення ланцюга в передачі і закладені основи проектування зірочок.

Однак відповідно до потреб і обставинами того часу всі опубліковані дослідні роботи цієї школи носять описовий характер. Вони більшою мірою спрямовані на виявлення впливу окремих параметрів на роботу ланцюгової передачі з рекомендаціями щодо більш правильного їх використання. Ланцюгова передача представлена як якась даність, що потребує правильного використання з дуже незначними поліпшують змінами.

Розгляд аспектів роботи ланцюгової передачі (кінематика, динаміка, рівномірність ходу, натягу веденої гілки і ін.) Ставилися до початкового (номінальному) її станом, тобто до первісної стадії її роботи. При цьому не розглядалися ті суттєві процеси, які відбуваються, коли деталі одержують геометричні зміни в результаті зносу. У дослідженнях однозначно малася на увазі робота передачі з обов'язковим змазуванням. Експлуатація ланцюгової передачі без змазування лише згадувалася як неприпустимий і випадковий варіант.

Вагоме місце у дослідженнях займають випробування тягових ланцюгів на знос в умовах істотного абразивного забруднення. В цьому напрямку основною метою досліджень було вплив величини тиску в шарнірі ланцюга на інтенсивність зносу при наявності абразивного забруднення і наявності або відсутності мастильних матеріалів.

Роботи інших вчених були в основному орієнтовані на верстатне обладнання, де ланцюгові передачі використовуються в гарних умовах відносно мастила і забруднення. Основним напрямком було дослідження нерівномірності ходу і розрахунки на довговічність. При цьому, як і в інших випадках, розглядалися передачі в їх первинному стані. Вплив зміни геометричних характеристик в результаті зносу деталей в розрахунок не приймалося. Це пояснюється тією обставиною, що передачі в верстатному обладнанні працюють за наявності рясного змазування і процеси зносу (збільшення кроку) протікають в дуже повільному темпі.

У зв'язку з цим результати цих досліджень також носять загально-технічний характер. Досліджувані ними процеси мають місце і в передачах сільськогосподарського призначення, але не є для них критичними.

Практично незмінною залишається багато десятиліть і несуча здатність шарнірів втулково-роликів ланцюгів того чи іншого кроку. Для закритих ланцюгових передач, переважно застосовуються в різних галузях промисловості, це, мабуть, не є актуальним завданням. Для передач і ланцюгів сільськогосподарського призначення, особливо там, де має місце їх використання без змазування, ця задача є досить актуальною.

2. ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

2.1. Критерії вибракування деталей ланцюгових передач

Приводний ланцюг схильний до зносу, як і інші компоненти ланцюгової передачі. Деталі ланцюга спрацьовується набагато раніше, ніж зірочка, навіть якщо вони достатньо високої якості. Так як приводні ланцюги менш довговічні, ніж зірочки, коштують дешевше, для механіка важливо знати, як визначити ступінь їх зносу, щоб вчасно замінити.

Оскільки роликові ланцюги на більшості машин працюють в умовах великого забруднення, що є однією з причин їх швидкого зношування. При зносі ланок збільшується крок і ланцюг подовжується. У цьому випадку порушується нормальне зачеплення ланцюга із зубами приводних зірочок, що призводить до зіскакування і обривів її, а також до поломок зірочок. Відомо, що зношений ланцюг може дуже швидко вивести з ладу весь привід. Подовження ланцюгів може бути допущено до певної межі. Так, при капітальному ремонті на машині можуть бути залишені ланцюги з подовженням до 2 ... 2,5%. Шарніри ланцюга, зношуючись, переміщуються по поверхні зуба у напрямку до його вершини і розташовуються на нових кругових орбітах внаслідок подовження кроку ланок [1].

За діючими нормами знос ланцюга визначають по подовженню не менше 10 ланок й не менше ніж на трьох ділянках. За результат вимірювання беруть отримане максимальне значення. У вимірювану ділянку не повинні входити ланки з дефектами. При вимірах транспортерних ланцюгів в контрольований ділянку повинні входити не менше двох спеціальних ланок, до яких кріпляться скребки або планки.

Максимальне подовження кроку роликових ланцюгів для комбайнів, наведено в таблиці 2.1, Аналізуючи ці дані можна зробити висновок, що нормативні допустимі значення подовження середнього кроку наближаються до максимально допустимих 3%.

Таблиця 2.1 – Допустиме середнє видовження кроку ланок ланцюга від зносу для зернових комбайнів

Крок ланцюга	Максимально допустимі параметри	
	Δt , мм	δ_t , %
15,875	0,43	2,7
19,05	0,45	2,4
25,4	0,7	2,7
38,0	0,9	2,4
Середнє значення	-	2,55

Допустиме збільшення середнього кроку ланцюга може бути визначено:

- 1) Залежно від можливої втрати міцності зношених деталей шарнірів ланцюга або граничного зносу цементованого шару:

$$\delta_{tл} = \frac{4,8 \dots 6,4}{\lambda} \leq 3\%,$$

де $\lambda = t/D_{л}$ – геометрична характеристики зачеплення;


$D_{л}$ – діаметр елемента зачеплення (ролика або втулки).

- 2) По порушенню зачеплення ланок ланцюга з більшою зірочкою:

$$\delta_{tz} \approx \frac{100}{z_2} \leq 3\%.$$

Таким чином, можна вважати, що гранична нормативна величина подовження середнього кроку стандартної роликового ланцюга не перевищує 3% від її номінального кроку.

За фізичним змістом і нормі, залежно від форми профілю зубів зірочки вибракування ланцюга повинно виконуватися лише тоді, коли шарніри «використовують» не менше 75% бічної поверхні зубів для зірочок з прямолінійним профілем зуба, і 60% – при криволінійному профілі.

Це положення для зірочок з різним числом зубів збільшується при істотно різному подовженні кроку ланцюга, так як вони мають різні кути перегину, загострення зуба і западини .

Визначення можливих граничних значень видовження за умови використання зірочок з прямолінійним профілем можливе за формулою:

$$\Delta_{tz} = \frac{200}{z_2} \quad (2.1)$$

Отримані дані можливих граничних значень видовження ланцюга за цією залежністю вдвічі більші ніж для попереднього варіанту. За іншими літературними джерелами ця норма коливається в межах 2...5%.

У таблиці 2.2 показані розрахункові (можливі) і нормативні дані щодо граничного подовження роликів ланцюгів різного кроку в залежності від числа зубів найбільшою зірочки передачі.

У зв'язку з цим виникають сумніви правомірність нормативної величини граничного подовження будь-якого ланцюга в 3% від її кроку для всіх передач незалежно від числа зубів зірочок в них.

Таблиця 2.2 – Розрахункові і нормативні граничні видовження роликів ланцюгів залежно від кількості зубів на зірочці

z	$\Delta_{t\text{гран}}$, для ланцюгів з кроком, мм					$\delta_{t\text{гран}}$, %
	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	
Розрахункові значення						
7	–	–	–	4,54	5,44	14,3
13	1,22	1,47	1,95	2,44	2,93	7,69
15	1,06	1,27	1,69	2,12	2,54	6,67
18	0,88	1,06	1,41	1,76	2,12	5,56
22	0,72	0,87	1,15	1,44	1,73	4,55
26	0,61	0,73	0,98	1,22	1,47	3,85
30	0,53	0,64	0,85	1,06	1,27	3,33
34	0,47	0,56	0,75	0,93	1,12	2,94
38	0,42	0,50	0,67	0,84	1,00	2,63
42	0,38	0,45	0,60	0,76	0,91	2,38
46	0,35	0,41	0,55	0,69	0,83	2,17
50	0,32	0,38	0,51	0,64	0,76	2,00
Нормативні значення						
–	0,47	0,57	0,76	0,95	1,14	3,0

За даними таблиці 2.2 на рисунку 2.1 наведений графік, що характеризує зміну можливих граничних подовжень середнього кроку основних приводних ланцюгів сільськогосподарського призначення при роботі із зірочками з різним числом зубів.

Як видно з даних таблиці 2.2, встановлений норматив на вибракування ланцюгів малий для ведених зірочок з числом зубів, менше 30. Те ж саме наочно відображено і на графіку (рис. 2.1). Отже 75% зірочок сільськогосподарських машин мають число зубів менше 33, причому впевнено в нормативній зоні вибракування ланцюгів знаходиться майже 50% зірочок. Решта ланцюгів в передачах можуть ще успішно експлуатуватися без порушення зачеплення. При цьому можливості зірочок по компенсації подовження ланцюгів в діапазоні чисел зубів 13...21 в 2...3 рази перевищують нормативну його величину для роликового ланцюга.

Рис. 2.1 – Графік теоретичних і нормативних граничних подовжень кроку основних приводних ланцюгів залежно від числа зубів найбільшою зірочки передачі

При таких малих нормативних подовженнях ланцюгів до їх вибракування шарніри більшості передач незначно переміщаються на нові орбіти по робочим поверхнях зубів, викликаючи їх знос біля основи.

При цьому заміна ланцюгів на нові з установкою на ті ж зірочки повертає ситуацію в початковий стан, що знову зосереджує знос зубів у їх підстави. В результаті утворюється гакоподібна форма зубів, що перешкоджає нормальній роботі передачі і викликає передчасну вибракування зірочок [□].

Єдиною очевидною причиною застосування нормативу на вибракування ланцюгів при збільшенні їхнього кроку в 3% від номіналу є недостатня товщина стінок втулок. Необхідність в установці роликів і обмеження по товщині зубів зірочок приводних передач роликівим ланцюгом не дозволяють збільшити цей параметр до значень, здатних збалансувати його по зносу з можливостями зубів по їх висоті.

Так, наприклад, товщина стінки втулок ланцюга кроку 19,05 мм складає всього лише 1,3 мм. Допустимий за нормативом знос її становить 0,28 мм (21,5%). Товщина стінки втулки ланцюга кроку 25,4 мм дорівнює 1,8 мм при допустимому її зносу 0,38 мм (21,1%). Подальша експлуатація зі зносом

деталей ланцюга понад 20% стає неприпустимою через загрозу ослаблення посадки втулки у внутрішніх ланках і виникнення додаткового обертового моменту в парі втулка – валик.

З цих фактів можна зробити висновок наступне:

- встановлений норматив вибракування ланцюгів сільськогосподарського призначення за граничним подовженню не враховує можливості геометрії зачеплення (50%) зірочок;
- причиною застосування нормативу на вибракування ланцюгів при збільшенні їхнього кроку в 3...5% від номіналу є недостатня товщина стінок втулок;
- ролик стандартних ланцюгів, не несучи прямого функціонального призначення в передачі, обмежує можливості збільшення товщини стінок для втулок;
- критерій по вибракуванню ланцюгів повинен бути диференційований за кількістю зубів найбільшої зірочки для конкретної передачі.

2.2.Оцінка технологічності конструкції стандартних роликів ланцюгів і їх експлуатаційних особливостей

Компонування стандартної роликівого ланцюга і технологічний процес її виготовлення найбезпосереднішим чином впливають на її вартість і довговічність.

Відповідно до показаної компоновки однорядного приводного роликівого ланцюга, який показаний на рисунку 1.1, він складається з п'яти деталей: пластин внутрішньої ланки 1; пластин зовнішньої ланки 2; валику 3; втулки 4; ролику 5. Всі ці деталі не належать до стандартних виробів, відповідно для їх виготовлення необхідне спеціальне обладнання та оснащення.

Розміри основних робочих з'єднань і поверхонь, що утворюють їх деталей, виконуються з досить високою точністю – по 7-му, 8-му квалітетами.

Це пов'язано з необхідністю забезпечення мінімальних зазорів в рухомих з'єднаннях і особливо в нерухомих. Так, валики в зовнішніх пластинах встановлюються з натягом в межах 50...180 мкм, а втулки у внутрішніх пластинах – з натягом 80...220 мкм [1].

Особливі труднощі в частині точності виготовлення представляють собою втулки, які виготовляються із листової сталі. Одночасно з цим потрібно забезпечувати мінімальний стиковий зазор, порівняно точного внутрішнього розміру і досить точного зовнішнього розміру, що забезпечує гарантований натяг в з'єднанні з отворами внутрішніх пластин. Натяг в з'єднаннях з отворами тих і інших пластин повинні виключати можливість самовільного провертання валів і втулок в них. ГОСТ 13568-97 встановлює значення мінімальних крутних моментів, при навантаженні якими виключається можливість провертання валів і втулок в одній пластині. Валики виконуються з каліброваної сталі підвищеної точності шляхом нарізки з необхідною довжиною.

Пластини вирубуються зі смугової або листової сталі підвищеної або нормальної точності. При цьому певну складність представляє виготовлення отворів в них.

У роликівих і втулкових ланцюгів при роботі спостерігається подовження лише зовнішніх ланок, тобто в результаті зносу деталей шарнірів виникає і розвивається різнокроковість ланцюга. Винятком є ланцюги із зігнутими пластинами, де крок ланцюга збільшується від зносу у всіх ланках рівномірно, але у сільськогосподарському виробництві такі ланцюга не застосовуються. В міру зносу сусідні шарніри ланцюга розташовуються на зубах зірочок на різних орбітах.

Точність монтажу, а, поза сумнівом, є важливим фактором, тому працівниками господарств слід приділяти особливу увагу точності установки зірочок і ланцюга при операціях ТО.

Позитивний вплив мастильних матеріалів на процес роботи ланцюгової передачі, однозначно визнається всіма авторами, однак потрібно

вдосконалення методів змащування ланцюгів сільськогосподарського призначення. Крім того, при опрацюванні літературних джерел не вдалося однозначно підтвердити або спростувати необхідність застосування мастильних матеріалів в умовах запиленості навколишнього середовища. Тому дане питання вимагає проведення спеціальних досліджень.

Згідно узагальненої методикою шарнір приводного ланцюга може бути представлений як самостійна складна технічна система, що забезпечує перегин передавального органу приводу за рахунок провертання валика щодо втулки. Знос даних робочих поверхонь деталей (РПД) є одним з параметрів, що визначають довговічність ланцюга.

Досліджень з вивчення механізму роботи ланцюга в процесі появи різниці у кроках від зносу шарнірів в доступній літературі виявлено не було. Тим часом, для ланцюгових передач і приводів сільськогосподарського призначення це питання є досить значимим, так як знос в їх шарнірах збільшується швидко і досягають суттєвих величин.

Таким чином, існує необхідність розробки певних технічних рішень, що можуть забезпечити можливість підвищення несучої здатності деталей шарнірів, а також поліпшити кінематику передачі шляхом виключення різниці кроків внутрішніх і зовнішніх ланок, яка виникає внаслідок зносу шарнірів.

2.3. Формулювання теми і завдання дослідження

На аналізі технічних рішень, результатів аналітичних і експериментальних досліджень, а також досвіду експлуатації ланцюгових передач сільськогосподарського призначення свідчить про те, що роликові ланцюги в якості робочого органу ланцюгових передач в сільськогосподарських машинах і механізмах не відповідають умовам їх фактичної роботи.

Чинними стандартами, інструкціями та положеннями пропонуються певні норми по геометричним і силовим параметрам ланцюгових передач сільськогосподарського призначення, а також за правилами технічного

обслуговування, що використовуються при їх проектуванні, але об'єктивно не реалізовані при експлуатації.

Складовою частиною ланцюгових передач сільськогосподарського призначення призначаються при проектуванні грубі норми точності, встановлені стандартами для передач цього типу, їх відкрите виконання, експлуатація при абразивному забрудненні, застосовувані способи нанесення мастильних матеріалів неефективні, а періодичність виконання цих операцій вкрай мала, і практично ланцюгові передачі повсюдно працюють без змазування.

Всі ці обставини призводять до того, що при потенційній довговічності втулково-роликів ланцюгів в 6...10 тисяч годин, фактичний термін їх служби в багатьох сільськогосподарських машинах і механізмах менше тисячі годин.

Вивчення та аналіз патентів за останні роки показав, що з моменту винаходу роликів ланцюга, немає жодних технічних рішень в напрямку адаптації до умов експлуатації в сільськогосподарському виробництві. Це пояснюється і тим, що переважна більшість наукових досліджень присвячена до ланцюгових передач промислового призначення. Наукові роботи щодо ланцюгових передач сільськогосподарського призначення одиничні і не в повній мірі враховують умови експлуатації.

Лишається невирішеним ряд питань, пов'язаних з удосконаленням конструкції деталей ланцюгів, дослідженням напружено-деформованого стану втулки в зв'язку з наявністю стику, розробкою технологічних методів підвищення працездатності і вдосконалення технології виготовлення деталей ланцюгів. Встановлено мала ефективність існуючих конструкцій натяжних пристроїв і відсутність методики розрахунку дозволяють забезпечити постійний рівень натягу веденої гілки ланцюгової передачі. Вирішення цих основних питань вдосконалення ланцюгової передачі є необхідним для подальшого підвищення працездатності ланцюгових передач.

У зв'язку з цим розробка і дослідження технічних рішень по підвищенню довговічності ланцюгових передач сільськогосподарського призначення, спрощення та підвищення ефективності системи технічного обслуговування актуальні і є важливим завданням.

Метою цієї роботи є дослідження ефективності конструкторських методів підвищення працездатності ланцюгових передач. Підвищення працездатності роликів ланцюгів досягається шляхом вдосконалення конструкції та технології виготовлення втулок, а також вдосконалення пристроїв автоматичного натягу веденої ланки ланцюгової передачі. Відповідно до поставленої мети визначено такі основні завдання цієї роботи:

- дослідити напружено-деформований стан серійних і модифікованих втулок з метою виявлення раціонального розташування стику втулки;
- експериментально дослідити вплив орієнтації стику і модифікації втулок на працездатність роликів ланцюга;

3. МЕТОДИКА Й ОСНОВНІ МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Методи розрахунку втулок роликів ланцюгів і орієнтація стику згорнутих втулок

Вимоги науково-технічного прогресу до підвищення якості проектування, точності перевірного розрахунку і поглибленого аналізу навантаженого стану деталей ланцюгів вимагають проведення теоретичного та експериментального дослідження як напружено деформованого стану (НДС) деталей ланцюга на основі різних методів, так і аналізу самих методів на адекватність. Моделювання НДС механічних конструкцій чисельними методами вимагає створення моделей навантаження з урахуванням поставленого завдання. Зіставлення параметрів, отриманих моделюванням і експериментальними дослідженнями, обґрунтовується достовірність моделей.

Приводний роликів ланцюг складається з зовнішніх і внутрішніх ланок, з'єднаних шарнірно. На веденій ланки ланцюгового контуру навантаження всіх ланок, крім скінченних, відбувається в площині ланки і не змінюється в процесі проходження по ланці.

Експлуатаційний стан приводний роликів ланцюга зумовлено припрацюванням деталей шарніра. Розрізняють два стану шарніра ланцюга. Перший стан характеризує неприпрацьований шарнір, у якого навантаження розподіляється уздовж осі нерівномірно, згідно із законом «трикутника». Другий стан відповідає припрацюванню шарніра, коли навантаження уздовж осі розподіляється рівномірно, згідно із законом «прямокутника» як показано на рисунку 3.1, де 1 втулка і 2 внутрішня пластина. Моделі внутрішніх ланок в даному випадку розглядають як статично невизначені рами [□].

Рис. 3.1 – Схема навантажень на внутрішню ланку
 а – модель ланки; б – з неприпрацьованим шарніром;
 в – з припрацьованим шарніром

При зачепленні ланок ланцюга з зубами зірочки, навантаження кожної ланки ланцюга здійснюється в просторі і змінюється при проходженні його по дузі обхвату (рис. 3.1). При входженні кінцевої ланки в зачеплення з зубом зірочки, внаслідок розбіжності поступальної швидкості ланки і окружної швидкості зірочки, шарнір сприймає удар.

Рис. 3.2 – Діаграма зміни навантаження розтягу, що сприймає ланка за один пробіг по контуру передачі

Дослідженню напруженого стану втулок присвячений ряд робіт [1]. Найбільш глибокі дослідження напруги втулки виконані в роботі [2], де передбачається, що втулка відчуває такі деформації:

- поперечний вигин, як балка на двох опорах (рис. 3.3, б),
- сплющення, як циліндрична труба (рис. 3.3, в),
- місцевий вигин в зоні дотику з зубом зірочки або роликом ланцюга (рис. 3.3, г),
- контактна стиснення в місцях дотику з валиком, внутрішніми пластинами і зубом зірочки або роликом ланцюга,
- скручування під дією моменту сил тертя.

Рис. 3.3 – Схеми навантаження та деформацій втулок при дії зусилля N_{\max} від зірочки

В роботі [2] рекомендовано враховувати три типи деформації втулки: від поперечного вигину, сплющування і місцевого вигину. При такій схемі не враховується фактор наявності і орієнтації стику.

Для спрощення розрахунків обчислення максимальних приведених напружень у втулці доцільно проводити за формулою

$$(\sigma_{\text{пр}})_{\max} = \frac{1,27 \cdot K_{\text{пр}} \cdot K_{\varphi} \cdot F_{\text{в}}}{L_{\text{вт}} \cdot D_{\text{вт}}}, \quad (3.1)$$

де $K_{\text{пр}}$ – експериментальний коефіцієнт, визначається зі співвідношення довжини $L_{\text{вТ}}$ втулки, зовнішнього $D_{\text{вТ}}$ і внутрішнього $d_{\text{вТ}}$, діаметрів втулки, $K_{\text{пр}} = 12 \dots 14$;

K_{φ} – коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта тертя f в парі втулка – валик, кутового кроку зірочки α , і кута загострення її зуба φ

$$K_{\varphi} = \frac{(1 - f^2) \cdot \sin \alpha + 2 \cdot f \cdot \cos \alpha}{(1 - f^2) \cdot \sin(\alpha + \varphi) + 2 \cdot f \cdot \cos(\alpha + \varphi)}, \quad (3.2)$$

При розрахунку цементованих втулок необхідно враховувати зменшення приведених напружень коефіцієнтом $K_{\text{ц}}$

$$K_{\text{ц}} = 1 - \frac{\delta_{\text{ц}}}{\xi \cdot \delta_{\text{ст}}},$$

де $\delta_{\text{ц}}$, $\delta_{\text{ст}}$ – товщина шару цементациї і стінки втулки відповідно;

ξ – експериментальний коефіцієнт залежить від співвідношень $\frac{D_{\text{вТ}}}{d_{\text{вТ}}}$ та

$$\frac{D_{\text{вТ}}}{L_{\text{вТ}}}.$$

Втулки втулкових і роликкових ланцюгів згідно стандарту виготовляють по технології згортання. Згорнута втулка має підвищену піддатливість, в порівнянні з суцільноштампованої, внаслідок наявності стику. Відповідно така втулка буде по різному сприймати навантаження в залежності від орієнтації стику. При складанні серійних ланцюгів стик втулок у внутрішньому ланці орієнтований довільно.

За результатами випробувань ланцюгів з кроком 19,05 мм з орієнтованими втулками при невідомих режимах і рекомендаціями по орієнтації втулок стиком всередину ланки, прогнозується збільшення ресурсу на 6...14%. За результатами випробувань вплив орієнтації стику втулки на зносостійкість валика і втулки орієнтація втулки стиком всередину ланки викликає підвищений знос втулки в місці контакту зуб-ролик-втулка.

Підвищення зносостійкості ланцюгів в разі розташування втулок стиком всередину ланки пояснюється тим, що в разі складання з довільним

положенням стику, його гострі кромки часто потрапляють в зону контакту з валиком, що збільшує інтенсивність лінійного зносу поверхонь, що труться.

Втулки модифікованих роликів ланцюгів фірми «Regina» (Італія) (рис. 3.4) виготовляються з отвором, який служить технологічною базою для орієнтації втулки при складанні по стику, а також, як додаткова ємність з мастилом в шарнірі.

Рис. 3.4 – Втулка роликів ланцюга фірми «Regina» (Італія)

У цих роботах не достатньо освітлений технологічний аспект виготовлення ланцюгів з модифікованими втулками і впливу технологічних отворів на працездатність мети при періодичній мастилі або її відсутності. При експлуатації ланцюгових передач відкритого типу мастило здійснюється періодично. У зв'язку з наявністю додаткового змащення в шарнірі і модифікації втулки підвищується ресурс роботи за умовою зносостійкості, збільшується період експлуатації між мастилами. У цих роботах не показано вплив орієнтації стику на НДС втулки. Мало обґрунтовано вплив макрогеометрії втулки на напружений стан в контакті валика з втулкою. Не розкрито питання технологічного формування стику і впливу виду стику на НДС втулки і вушка внутрішньої пластини. Не розглянуто питання піддатливості різних типів стику, і його впливу на статичну міцність, втомний знос втулки внаслідок удару, який виникає при зачепленні шарніра з зубом зірочки. Чи не порушено питання орієнтації стику для ланцюгів, що мають певну орієнтацію ланок у напрямку руху в приводі, що відрізняє ланцюга ПР і ТРД.

Приводний роликів ланцюгів фірми «Regina» (Італія) має орієнтацію модифікованих втулок стиком всередину ланки (рис. 3.5). З огляду на схему навантаження роликів ланцюга типу ПР, такий вид орієнтації сприятливий з умови рівновіддаленості стику від основних навантажень.

Рис. 3.5 – Схема прикладання навантажень до шарнірів ланцюга типу ПР

Навантаження на рисунку 3.5 можна класифікувати наступним чином:

F_1 – тягові зусилля на ланки контуру;

F_2 – зусилля при вході в зачеплення з зубом ведучої зірочки шарніра зовнішнього ланки;

F_3 – зусилля при вході в зачеплення з зубом ведучої зірочки шарніра внутрішнього ланки;

F_4 – зусилля при виході із зачеплення з зубом веденої зірочки шарніра внутрішнього ланки;

F_5 – зусилля при виході із зачеплення з зубом веденої зірочки шарніра зовнішнього ланки;

F_6 – симетричні відображення сил F , при зміні напрямку дуги обхвату зірочки ланцюгом і реверсі напрямки руху ланцюга.

При експлуатації ланцюгів типу ТРД напрямок руху ланцюгового контуру відбувається в одному напрямку, згідно розташування робочих органів, прикріплених до спеціальних пластин. Зменшується кількість місць прикладання навантажень, що дозволить спрогнозувати більш виразно зони з несприятливим напружено-деформованим станом. Схема прикладання навантажень стосовно до втулки в контурі ланцюга типу ТРД приведена на рисунку 3.6.

Рис. 3.6 – Схема прикладання навантажень до шарнірів ланцюга типу ТРД

У порівнянні зі схемою (рис. 3.6) відсутні сили, пов'язані з реверсуванням напрямку руху ланцюга і зміною напрямку дуги обхвату зірочки ланцюгом. Отже, необхідно додаткове дослідження НДС згорнутих втулки для визначення оптимальної орієнтації втулки по стику.

Конструктивною схожістю зі схемою навантаження модифікованого внутрішньої ланки має розрахункова схема шатунної шийки кривошипа колінчастого валу. Шатунна шийка є по суті товстостінною втулкою з

аксіальним отвором для подачі масла в шарнір під тиском (рис. 3.7), де R – реакції в опорах, K_i – відцентрові сили, K , T – сили, що діють уздовж і поперек площини кривошипа.

Основним критерієм розрахунку є згинальний момент M_φ діючий в площині масловедучого каналу, який визначається за залежністю

$$M_\varphi = M_K \cos \varphi + M_T \sin \varphi, \quad (3.3)$$

де M_K і M_T – згинальні моменти в площині кривошипа і в площині, перпендикулярній площині кривошипа, відповідно.

Згинальні моменти визначаються з циклічної діаграми навантаження кривошипа. Виходячи зі схеми (рис. 3.7) і залежності (3.3), найбільш сприятливий кут розташування масловедучого каналу дорівнює 180° , щодо діючого навантаження, що відповідає найбільш рівновіддаленому положенню від можливого впливу навантажень. У внутрішній ланці ланцюга еквівалентом циклічної діаграми навантаження кривошипа виступають схеми прикладання навантажень (рис. 3.5, 3.6) і діаграма (рис. 3.2).

Рис. 3.7 – Розрахункова схема шатунної шийки

Вирішення питань впливу конструктивних і позиційних факторів на міцність втулки дозволить спроектувати і розташувати втулку в ланці таким чином, щоб її працездатність була максимальною. Це дозволить підвищити працездатність роликового ланцюга.

3.2. Метод скінченних елементів при аналізі напружено-деформованого стану деталей ланцюгів

Чисельні методи – сучасні методи розв'язання інженерних задач, що дозволяють ефективно і досить точно визначати напруги і переміщення в елементах розглянутої системи. Метод скінченних елементів (МСЕ) є одним з методів дискретизації неперервної моделі системою з кінцевим

числом ступенів свободи і складання системи рівнянь, що описують топологію системи. Ця система вирішується на ПК.

Попит науково-дослідних організацій конструкторських бюро в сфері різних типів розрахунків задовольняється програмним забезпеченням для скінчено-елементного аналізу: ANSYS, NASTRAN, а також Autodesk Inventor, SolidWorks і інші. Ці системи вирішують ряд завдань: статичних, динамічних, частотних, теплових та інших.

На початковому етапі створюється геометрична просторова модель деталі, яка може бути побудована у будь-якій із САПР. Потім в автоматичному або ручному режимі відбувається дискретизація геометричній моделі і представленні її у вигляді каркасної структури, мінімальним елементом якої буде скінчений елемент розрахункової моделі. На наступному етапі відбувається опис навантажень і в'язей, прикладених до системи. Необхідно так само задати тип матеріалу і його властивості. Далі йде автоматичне складання і розрахунок системи рівнянь, що описують каркасну геометричну модель. Після розрахунку є можливість відобразити результати розрахунку: напруги, деформації, теплові поля, частоти власних коливань.

Програми скінчено-елементного аналізу дозволяють здійснювати вибір типу і рівня дискретизації скінчених елементів. Найпростіший тип – лінійні (одномірні) елементи. Вони являють собою лінію (пряму або криву), яка сполучає два вузли (рис. 3.8, а, б). Дані типи елементів застосовуються для опису стрижнів, балок, пружин та інших видів конструкцій одновимірного типу. Плоскі (двовимірні) трикутні, чотирикутні (рис. 3.8, в, г) елементи призначені для моделювання пластин, оболонок й інших видів тонкостінних конструкцій. Просторові елементи, трикутні, чотирикутні піраміди і призми служать для побудови скінчено-елементних моделей об'ємних тіл (рис. 3.8, д, е, ж, з). Застосовуються також інші типи скінчених елементів, зумовлені специфікою вироблених розрахунків.

Матеріал моделі розглядається як суцільне середовище. Гіпотеза суцільного середовища і однорідності дозволяє використовувати методи

математичного аналізу для вивчення поведінки деформованих тіл. При моделюванні застосовуються різні типи матеріалів. Матеріал лінійно-пружний, якщо для нього справедлива лінійна залежність між напруженнями і деформаціями – закон Гука. Матеріал пластичний, якщо після зняття зовнішніх навантажень не відновлює вихідні форми і розміри. Застосовується моделювання специфічних властивостей матеріалів не як констант, а як функцій тих чи інших параметрів: часу, температури і ін.

Рис. 3.8 – Типи скінченних елементів

Моделюються наступні параметри:

- Сили і моменти: зосереджені; розподілені по довжині і поверхні.
- Кінематичні: прискорення; швидкості; переміщення.
- Теплові: температура; тепловиділення; тепловий потік; конвекційний потік; радіаційний потік.

За способом застосування до об'єктів моделі можна виділити чотири основні типи:

- Об'ємні: прискорення при переміщенні і обертанні; швидкості при обертанні; теплові.
- Вузлові: сили і моменти; переміщення; швидкості; температура; тепловиділення; тепловий потік.
- Елементні: розподілені навантаження, на довжину лінійного елемента; тиск; температура; тепловиділення; тепловий потік; конвективний потік; радіаційний потік.

Навантаження, що прикладаються до геометричних об'єктів: в точці, на лінії, на поверхні.

Типові розрахункові схеми для розв'язання задач напружено-деформованого стану втулки в складі внутрішнього ланки рекомендовані схеми, наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Моделі навантаження внутрішньої ланки

Опис моделі	Розрахункова схема
<p>1. Внутрішня ланка</p> <p>Втулка згорнута. Кут, що визначає положення стику щодо поздовжньої осі ланки, дорівнює: 0; 45; 90; 135; 180 градусів.</p>	<p>Втулка суцільна; сила, що діє на втулку, зосереджена</p>
<p>2. Внутрішня ланка</p>	<p>Втулка суцільна; сила, що діє на втулку, розподілена (втулка згорнута)</p>
<p>3. Внутрішня ланка (при зачепленні з зірочкою шарніра цієї ланки)</p>	<p>Втулка суцільна; сила, що діє на втулку, зосереджена (втулка згорнута)</p>
<p>4. Внутрішня ланка при зачепленні з зірочкою шарніра цієї ланки</p>	<p>Втулка суцільна; сила, що діє на втулку, розподілена (втулка згорнута)</p>

2.1. Моделі для аналізу напружено-деформованого стану втулок роликів ланцюга за допомогою методу скінченних елементів

Після розгляду моделей навантаження деталей ланцюга (табл. 3.1), необхідно провести додатковий аналіз і коригування наявних моделей.

Основним об'єктом дослідження є втулки роликів ланцюгів: цільні, згорнуті, серійні й модифіковані. Схеми з таблиці 3.1, в яких сили носять зосереджений характер, в розгляд не бралися, для підвищення точності приймалися навантаження, розподілені по поверхні. Спростити модель внутрішньої ланки можна за рахунок його геометричній симетрії (рис. 3.1), що дозволить в 2 рази скоротити кількість кінцевих елементів при розрахунку і прискорить процедуру розрахунку. Моделювання податливого стику у втулки виконано по розімкнутій схемою із зазором (рис. 3.9), де c – величина зазору.

Рис. 3.9 – Моделювання стику негожим методом

Значний вплив на міцність втулки надають напруження від запресування втулки у пластину. Для аналізу напружено-деформованого стану товстостінного циліндра при дії розподіленого навантаження по зовнішньому контуру достатньо плоскою скінчено-елементної моделі. З урахуванням наведених рекомендацій сформовані об'ємні і плоскі схеми для дослідження напружено-деформованого стану втулки (табл. 3.2).

Таблиця 3.2 – Розрахункові схеми втулки для аналізу за допомогою МСЕ

Опис моделі	Розрахункова схема
<p>1. Внутрішня ланка при зачепленні з зубом зірочки.</p> <p>Граничні умови – фіксація в місці перетину ланки по осі симетрії.</p>	<p>Втулка згорнута; сила, що діє на втулку розподілена по поверхні</p>

Опис моделі	Розрахункова схема
<p>2. Втулка в закладенні (внутрішні пластини), при зачепленні з зубом зірочки.</p> <p>Граничні умови – закладення по контуру контакту втулки з пластиною.</p>	<p>Втулка згорнута; сила діюча на втулку розподілена по поверхні</p>
<p>3. Втулка після запресовування в зовнішню пластину</p> <p>а) Граничні умови – система збалансована.</p> <p>б) Граничні умови в стику – глуха закладення в місці контакту по половині товщини втулки.</p> <p>в) Граничні умови в стику – глуха закладення в місці контакту по ширині стику</p>	<p>а – втулка цільна</p> <p>б – втулка згорнута, стик без технологічного коригування</p> <p>в – втулка згорнута, стик з технологічної коригуванням</p>

Геометричні моделі деталей виконані у вигляді тривимірних твердотілих моделей. Модель ланки являє собою втулку і пластини як одне суцільне тіло. Геометричні моделі отримують відповідні схеми накладених зв'язків і навантажень. Далі проводиться дискретизація геометричної моделі і створення кінцево-елементної сітки. За результатами розрахунку методом кінцевих елементів отримано параметри геометричної деформації моделей і напружень.

Найбільш небезпечними напруженнями для пластичних матеріалів є межа плинності, а для крихких – тимчасовий опір. Для втулок роликів ланцюгів рекомендується враховувати межу плинності.

У разі складного напруженого стану, коли σ_1 , σ_2 , σ_3 – головні напруження по осях, які не дорівнюють нулю, граничний (небезпечний) стан для одного і того ж матеріалу може мати місце при різних граничних значеннях головних напружень, в залежності від їх співвідношення, шлях вирішення такого завдання полягає у виборі критерію міцності (граничного напружено-деформованого стану).

Найбільш підходящим критерієм оцінки міцності втулки є четверта теорія міцності, критерій октаедричних дотичних напружень або питомої енергії формозміни (Губера-Мізеса-Генки). Цей критерій добре описує граничний стан широкого класу пластичних матеріалів: мідь, нікель, алюміній, вуглецеві і хромонікелеві сталі.

Еквівалентне напруження по четвертій теорії міцності σ_E має вигляд

$$\sigma_E = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}. \quad (3.4)$$

Геометричне трактування в просторі напружень: круговий циліндр, описаний навколо призми, що інтерпретує критерій максимальних дотичних напружень.

Як деформацію приймаємо абсолютні вузлові зміщення точок на зовнішній поверхні втулки.

2.2. Висновки

Сформовано схеми для дослідження НДС втулки. На основі запропонованих моделей можна зробити висновок:

- встановлено відмінність в НДС для суцільної і згорнутої моделі втулки;
- визначені місця орієнтації стику втулки щодо навантаження, що викликають екстремальне несприятливий НДС;
- врахування податливості стику згорнутих втулок з корекцією і без корекції стику дозволить отримати напруження у з'єднанні з пластиною.

3. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Оцінка напруженого стану втулки у складі внутрішнього ланки

Першою стадією моделювання є створення тривимірної геометричної моделі (рис. 3.1). У нашому випадку це половина ланки внутрішнього без роликів. Розміри прийняті із заводської технічної документації на продукцію основного виробництва.

Рис. 3.1 – Модель внутрішнього ланки ланцюга ПРД 38-40

Модель втулки (рис. 3.1) містить зазор, що імітує стик шириною 0,4 мм, який може бути орієнтований в будь-якому напрямку. Далі на геометричні моделі з таблиці 3.2 накладаються зв'язки, навантаження, вибирається рівень дискретизації, при розбитті моделі на скінченні елементи, виконується розрахунок.

Розрахункова схема №1 – внутрішня ланка при зачепленні з зубом, навантаження розподілена, втулка згорнута. Прикладене розподілене навантаження 300 МПа за площею сектора зовнішнього діаметра втулки, довжина дуги сектора 0,5 мм (рис. 3.2). Рівень дискретизації при автоматичному розбитті 1,6 мм, кількість вузлів склало 14293, кількість тетраєдрів 7354. На рисунку 3.3, а, б показані діаграми напружень моделі розрахункової схеми №1.

Рис. 3.2 – Схема навантаження №1

Максимальному значенням напружень відповідає більш темне тонування. Як видно максимальні напруження зосереджені в місці прикладання навантаження. Розташування стику поблизу від місця прикладання навантаження несприятливо впливає на розподіл напружень (рис. 3.3, б).

а – стик під кутом 180° щодо прикладеного навантаження

б – стик під кутом 15° щодо прикладеного навантаження

в – шкала

Рис. 3.3 – Розподіл напружень в моделі №1

Розрахункова схема №1 таблиця 3.2 – внутрішня ланка при зачепленні з зубом: навантаження розподілене, втулка згорнута, стик і модифікований елемент у вигляді отвору під кутом 180° відносно прикладеного навантаження. Прикладається розподілене навантаження 300 Н/мм^2 по площі сектору зовнішнього діаметра втулки довжина дуги сектора: 0,5 мм (рис. 3.4). Рівень дискретизації при автоматичному розбитті 1,5 мм, кількість вузлів склало 14315, кількості тетраєдрів 7362.

Рис. 3.4 – Схема навантаження №1 (з отвором по стику)

На рисунку 3.5 показані результати розрахунку напружень. Зіставляючи з діаграмою напружень (рис. 3.3, а) видно, що, при всіх інших рівних умовах модифікує елемент не робить значних спотворень і концентрації напружень при розташуванні в рівновіддаленою зоні 180° відносна прикладання навантаження.

3.2. Напружено-деформований стан згорнутої втулки при зовнішньому навантаженні

Для кількісної оцінки напружено-деформованого стану згорнутих втулок за допомогою методу скінченних елементів була прийнята схема №2 з таблиці 3.2 із круговим защемленням, що імітує пластину шириною 3,2 мм, та навантаження розподілене по твірній поверхні втулки інтенсивністю $q=300 \text{ Н/мм}^2$ (рис. 3.6, а).

(стик під кутом 180° щодо прикладання навантаження)

Рис. 3.5 – Розподіл напружень в моделі №1 з отвором

Рис. 3.6 – Розрахункові моделі згорнутої втулки

Стик моделюється поздовжнім зазором по довжині втулки. Моделі модифікованої втулки з отвором по стику діаметром 3,5 мм (рис. 3.6, б). Варіанти положення стику відносно навантаження складають кут – 0° , 45° , 90° , 135° та 180° (рис. 3.7).

З огляду на діаграми напружень (рис. 3.3, 3.5), найбільші напруження і деформація втулки в районі прикладання навантаження.

На графіках (рис. 3.8) представлені результати розрахунку напружень і деформацій у поздовжньому перетині втулки за рівнями: 0; 3,2; 5,2; 7,2; 9,2; 11,2; 12,7 мм (рис. 3.6, в). Модифіковані втулки позначені штрихом (0', 45', 90', 135', 180').


Рис. 3.7 – Схеми прикладання навантаження відносно стику

Рис. 3.8 – Графіки еквівалентних напружень – а й деформацій – б в поздовжньому перетині втулки

На рис. 3.9 показані графічні моделі напружень і деформацій серійної втулки в залежності від орієнтації стику відносно прикладання навантаження.

Рис. 3.9 – Графічні моделі еквівалентних напружень і деформацій

З графіків (рис. 3.8, 3.9) видно: максимальні напруження і деформації виникають при орієнтації стику в діапазоні $0...45^\circ$. Максимальні деформації

втулки знаходяться в середньому поперечному перерізі втулки. Максимальні напруження втулки знаходяться в поперечному перерізі втулки між 3,2...7,2 мм, що відповідає профілю зносу втулки  та пояснюється піддатливістю центральної частині втулки.

Результати розрахунку напружень і деформацій в поперечних перетинах втулки (рис. 3.10) наведено на графіках (рис. 3.11). Перетин А-А – для зони максимальних напружень, Б-Б – для зони максимальних деформацій згідно з графіком (рис. 3.8, б).

Рис. 3.10 – Поперечні перерізи втулки

Рис. 3.11 – Графіки еквівалентних напружень і деформацій в поперечних перетинах втулки (рис. 3.10)

Як видно з графіків (рис. 3.11): максимальні напруження і деформації виникають при кутовій орієнтації стику $0...45^\circ$; в зоні $45^\circ...270^\circ$ напруження і деформації мінімальні; максимальні напруження і деформації втулки знаходяться в місці прикладання навантаження.

3.3. Моделювання напружено-деформованого стану втулки у з'єднанні з пластиною

Для отримання чисельних значень напружень і деформацій в залежності від розрахункової схеми стику на прикладі втулки ланцюга ПР-19,05-31,8 виконаний розрахунок за схемами 3а, 3б, 3в (табл. 3.2) ($q=500$ Н/мм, товщина пластини 2,4 мм). Діаграми напружень показані на рисунку 3.12.

Рис. 3.12 – Еквівалентні напруження обтиснення втулки
а – без стику; б – стик з коригуванням; в – стик без коригування; г – шкала

Діаграми напружень втулки без стику (рис. 3.12, а) і втулки з технологічної коригуванням стику (рис. 3.12, б) не мають значних відмінностей. Розподіл напружень втулки зі звичайним стиком втулки має відмінні риси, в зоні стику є значні концентрації напружень. На діаграмах спостерігаються підвищені напруження на внутрішній поверхні у порівнянні з зовнішньої.

3.4. Випробування серійного ланцюга та з модифікованими втулками

Об'єктом випробувань обрано серійний та пропонуваній ланцюг ПР-19,05-31,8 ГОСТ 13568-97. Пропонуваній ланцюг містить згорнуті модифіковані втулки, в яких виготовлені додатковий отвір, що розташований по стику (рис. 3.13). Модифіковані втулки орієнтовані стиком всередину ланки, як показано на рисунку 3.14.

Рис. 3.13 – Модифікована втулка ланцюга ПР 19,05-31,8

Рис. 3.14 – Рис. 4.2 Орієнтація втулок в приводний роликового ланцюга

Мета проведення даних експериментальних досліджень полягала у порівнянні зносостійкості серійної і пропонуваного ланцюга типу ПР з модифікованими втулками, орієнтованими по стику.

Методика проведення випробувань передбачала порівняльні польові випробування серійного і модифікованого відрізків ланцюга клаптевим методом. Клаптевий метод випробувань має на увазі складання ланцюгового контуру з відрізків серійного і модифікованого ланцюга, що дозволяє оцінювати їх роботу в однакових умовах. Для випробування прийнято одноразове початкове змащення і подальша робота ланцюга без мастила, що збільшує темп зносу.

Програма випробувань: збірка випробовується контуру, маркування відрізків ланцюгів, мастило зібраного ланцюгового контуру, початкові вимірювання контрольних відрізків, встановлення контуру на машину,

налаштування, проведення випробувань, вимір контрольних відрізків в процесі випробувань, обробка та аналіз отриманих даних.

Випробування проводилися на комбайні «Дон-1500Б» (рис. 3.15). Число ланок в контурі (рис. 3.16) $W = 110$; число зубів ведучої $z_1 = 16$ і веденої зірочки $z_2 = 22$; частота обертання $n_1 = 529 \text{ хв}^{-1}$. Мастило ланцюгового контуру виконувалася тільки один раз перед установкою на машину і подальшу роботу ланцюга без додаткового змащення. Випробовуваний контур був зібраний клаптевим методом з двох відрізків серійної і модифікованої ланцюгів. Мастило зібраного ланцюгового контуру проводилася зануренням у мастило М-8А ГОСТ 10548-78.

Рис. 3.15 – Комбайн «Дон-1500Б»

Рис. 3.16 – Відрізок дослідного ланцюга в ланцюговому контурі

Вимірювання довжини відрізків проводилися на вимірювальному пристосуванні, під навантаженням, що дорівнює 1% руйнівного, штангенциркулем ШЦ-2 з ціною поділки 0,05 мм. Ланцюг випробовувалася в протягом 60 годин. Періодичність вимірювань становила 8...10 годин за 4 вимірювання для кожної ділянки, які були усереднені.

Експериментальні дані видовження серійного і модифікованого відрізків ланцюга були опрацьовані за методом найменших квадратів для отримання емпіричних залежностей, що описують процес зношування. Відносне подовження ділянки серійної ланцюга $\Delta u_{\text{сер}}$ при заданих умовах від часу напрацювання t апроксимується поліномом

$$\Delta u_{\text{сер}} = 0,000207t^2 + 0,03042t - 0,1439. \quad (3.1)$$

Залежність відносного подовження ділянки модифікованої ланцюга $\Delta u_{\text{мод}}$ від часу напрацювання t апроксимується поліномом

$$\Delta u_{\text{сер}} = 0,000176t^2 + 0,02t - 0,0728. \quad (3.2)$$

На рис. 3.17 показаний графік подовження ланцюга в залежності від напрацювання з поліноміальною апроксимацією другого ступеня

Рис. 3.17 – Відносне подовження ланцюга в залежності від напрацювання

В результаті випробувань підтверджено підвищена працездатність дослідної конструкції ланцюга, за рахунок більш високої до 25% зносостійкості в порівнянні з серійним зразком. Інтенсивність зносу можна оцінити, диференціюванням рівнянь (3.1) , (3.2). На рисунку 3.18 показаний графік похідних функцій залежності відносного подовження серійного і модифікованих відрізків. Швидкість зношування серійної ланцюга виявився на 30% вище.

Рис. 3.18 – Швидкість зношування, модифікованого і серійного відрізків ланцюга

Залежності (3.1), (3.2) добре описують залежності зносу в межах лінійного зносу ланцюга, який для роликів ланцюгів обмежений 3...5%, однак погано описують момент початку інтенсивного зносу, відповідного закінчення дії мастила в шарнірі і початок критичного зносу. Цікавим є встановлення закономірності зношування серійної і модифікованої ланцюгів в початковий період роботи. Оскільки поліноміальні залежності другого порядку не мають достатньої гнучкості для опису нестабільних процесів доведеться використовувати більш високі ступені. Застосування більш високих ступенів значно підвищує розмірність. Розрахунки виконані за допомогою прикладних статистичних програм в електронних таблицях (Пакет аналізу для Microsoft Excel).

Відомо, що експериментальні криві зносу ланцюга добре апроксимуються непарними поліномами 3-го і 5-го степенів. На підставі обробки результатів експериментальних досліджень у надбудові Пакет аналізу

для Microsoft Excel (тут і надалі) отримаємо поліноми п'ятого ступеня і графік (рис. 3.19).

$$\Delta y_{\text{сер}} = 3 \cdot 10^{-8}t^5 - 4 \cdot 10^{-6}t^4 + 0,0002t^3 - -0,002t^2 + 0,0119t + 0,01 \quad (3.3)$$

$$\Delta y_{\text{мод}} = 2 \cdot 10^{-8}t^5 - 3 \cdot 10^{-6}t^4 + 0,0001t^3 - 0,0007t^2 + 0,0067t + 0,0014 \quad (3.4)$$

Порівняємо точність апроксимації залежності (3.1), (3.2) і (3.3), (3.4) за критерієм R^2 (достовірність апроксимації) інтерпретується як відношення дисперсій для теоретичних і експериментальних значень, що визначається за залежністю

$$R^2 = 1 - \frac{\sum (y_i - y_{iT})^2}{(\sum y_i)^2 - \frac{(\sum y_i)^2}{n}} \quad (3.5)$$

Значення R^2 знаходяться в діапазоні $0 < R^2 < 1$. Чим більше R^2 тим точніше апроксимація. У таблиці 3.1 зіставляються дані R^2 для залежності (3.1), (3.2) і (3.3), (3.4)

Рис. 3.19 – Відносне подовження ланцюга в залежності від напрацювання (поліном 5-го ступеня)

Таблиця 3.1 – Точність апроксимації (3.1), (3.2), (3.3), (3.4)

№ залежності	Значення R^2
(4.1) – серійна	0,9751
(4.1) – модифікована	0,9806
(4.3) – серійна	0,9988
(4.1) – модифікована	0,9997

Як видно з таблиці 3.1 і рисунка 3.19 точність апроксимації поліномами п'ятого ступеня вище і достовірніше описує процес.

Для порівняльної оцінки інтенсивності подовження серійного і модифікованого відрізка введемо параметр різниці подовження відрізків ланцюгів $y_{\text{різн}}$ розрахунок наведено в таблиці 3.2 .

Зміна різниці подовження $y_{\text{різн}}$ залежно від часу напрацювання будемо оцінювати за допомогою парам тра змінного середнього. Використання в якості наближення змінного середнього дозволяє згладити коливання даних і таким чином більш наочно показати характер залежності. Така лінія тренду будується по певній кількості точок (задається параметром крок t), елементи даних усереднюють, і отриманий результат використовується в якості середнього значення для наближення.

Таблиця 3.2 – Розрахунок різниці подовження відрізків ланцюгів

Параметр	Час напрацювання контуру на випробуваннях, годину							
	2	10	18	26	34	42	52	60
Видовження, % (сер.)	0,0525	0,07005	0,31508	0,68172	1,29057	1,63637	2,0499	2,3073
Видовження, % (мод.)	0,0175	0,0699	0,29695	0,57577	0,90594	1,20038	1,4249	1,80396
$y_{\text{різн}} =$ $= y_{\text{сер}} y_{\text{мод}}$	0,0351	0,00015	0,01813	0,10596	0,38463	0,43599	0,625	0,50335

Якщо крок дорівнює 2, перша точка кривої, що згладжує, визначається як середнє значення перших двох елементів даних, друга точка – як середнє наступних двох елементів і так далі. Кожне розраховується значення засноване на формулі

$$F_t = \frac{y_t + y_{t-1} + \dots + y_{t-n+1}}{n} \quad (3.6)$$

На рисунку 3.20 показана лінія 3-и лінійного фільтра (змінного середнього $t = 3$) для значень $y_{\text{різн}}$ залежно від часу напрацювання.

Параметр змінного середнього використовується для розрахунку значень у прогнозованому періоді на основі середнього значення змінної для вказаного числа попередніх періодів. Число точок, що утворюють лінію змінного середнього, дорівнює числу точок у вихідному ряді мінус значення кроку. Ковзне середнє, на відміну від простого середнього для всієї вибірки,

містить відомості про тенденції зміни даних, які застосовується для прогнозування процесів, що протікають у часі.

Виходячи з графіка змінного середнього параметра $y_{\text{різн}}$ можна судити про період дії мастила в шарнірі для серійних і модифікованих ланцюгів. Так період дії мастила в серійному шарнірі закінчується при напрацюванні 20...23 години. Для отримання аналітичної залежності після розрахунку в отримане рівняння полінома п'ятого ступеня і графік (рис. 3.21).

Рис. 3.20 – Лінія змінного середнього різниці подовження $y_{\text{різн}}$ в залежності від часу напрацювання

Поліном п'ятого ступеня

$$y_{\text{різн}} = 8 \cdot 10^{-9}x^5 - 1 \cdot 10^{-6}x^4 + 8 \cdot 10^{-5}x^3 - 0,0013x^2 + 0,0052x + 0,0126, \quad (3.7)$$

з достовірністю $R^2 = 0,9792$ добре описує процес відносного зносу серійної ланцюга в порівнянні з модифікованою. Як видно з графіка (рис. 3.21) прогнозується зниження значення функції $y_{\text{різн}}$ після 60 годин, що свідчить про поступове вирівнювання умов роботи серійних і модифікованих шарнірів після напрацювання більше 50 годин. Значення періоду дії мастила для поліноміальної моделі знаходиться в діапазоні 18...23 години, що можна порівняти зі значеннями плаваючого середнього.

Особливістю проведених досліджень було: запропонована модифікація втулок (наявність отвори розташованого по стику втулки), випробування з первісної мастилом ланцюга і подальшою роботою без додаткового змащення (для виявлення періоду дії мастила), а також збірка контуру клаптевим методом.

Рис. 3.21 – Поліноміальна апроксимація $y_{\text{різн}}$ 5-го ступеня

3.5. Висновки

Виконано розрахунок за допомогою методу скінченних елементів за сформованими схемами. На основі проведених досліджень можна зробити висновок:

- підтверджено відмінність в НДС для цільної і згорнутої моделі втулки;
- отримані математичні та графічні моделі напружено-деформованого стану модифікованих і серійних втулок в залежності від взаємної орієнтації стику і прикладання навантаження;
- визначені місця орієнтації стику втулки щодо навантаження, що викликають екстремальне несприятливий НДС;
- врахування податливості стику згорнутої втулки з корекцією і без корекції стику дозволив уточнити напруження в поєднанні з пластиною;
- еквівалентні напруження від натягу в з'єднанні пластини і з'єднувальні втулки без корекції стику, складають 85% від напружень без урахування податливості стику і технологічного коригування стику.
- за результатами прискорених порівняльних випробувань серійного і модифікованого відрізків ланцюгів виявлено, що інтенсивність зносу серійної ланцюга на 25% вище ніж ланцюга з модифікованими втулками, що можна пояснити наступними факторами:
 - модифікована втулка в складі шарніра мала більший запас мастила;
 - шарнір з модифікованою втулкою знаходиться при більш сприятливих умовах контакту в процесі роботи в порівнянні з серійним шарніром;

4. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРАКТИЧНОЇ РЕАЛІЗАЦІЇ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Екологічна експертиза

Сільськогосподарське обладнання створює комплексний вплив на навколишнє середовище: атмосферу, тваринний і рослинний світ, водну екосистему, ґрунтовий покрив. Зниження негативного техногенного впливу на природу можливо при строгому дотриманні існуючих нормативів по всьому технологічному ланцюжку сільськогосподарського виробництва при експлуатації та утриманні техніки відповідно до техніко-екологічних вимог.

В результаті розливів паливно-мастильних матеріалів (ПММ) при їх зберіганні на майданчиках при заправці техніки, витікання рідини з гідравлічних систем і нещільного з'єднання агрегатів при роботі техніки відбувається забруднення ґрунту. Малі обсяги вуглеводнів в ґрунті швидко розкладаються бактеріями і не становлять небезпеки, однак при потраплянні в водотоки і при розливах великих обсягах ПММ змінюються фізичні властивості води і ґрунту. Площі, що знаходяться під постійним впливом розливів ПММ, не утворюють дернового горизонту більше п'яти років.

Найбільш критичними місцями забруднення ґрунту і води є заправки і пункти зберігання ПММ, місця тимчасового розміщення, зберігання і транспортування відходів, майданчики тимчасового зберігання техніки.

Мастила – важкі дистилати та залишкові фракції нафти, піддані спеціальному очищенню. Масла поділяють на мастильні і не мастильні. Мастила за призначенням підрозділяють на моторні – для двигунів внутрішнього згорання, автотракторні і дизельні індустріальні.

Технічні вимоги на експлуатацію та технічне обслуговування відкритих ланцюгових передач передбачають їх періодичне змазування. Змазування може бути ручним зовнішнім і внутрішньо-шарнірне. При ручному змащенні масло наносять на ланцюг поливом або пензлем, через кожні 8...10 годин

роботи. При великому кроці ланцюга, понад 25,4 мм, змазування рекомендується проводити масельничкою окремо для кожного шарніра. Ручний спосіб змащування повністю не вирішує проблему мащення передачі.

По-перше, використання даного способу змащення викликає непродуктивний витрата мастильного матеріалу. Тільки 1...2% від загальної кількості мастила, нанесеної поливом або пензлем, витрачається за призначенням, інша її частина, так чи інакше, потрапляє в навколишнє середовище. При роботі ланцюгової передачі під дією відцентрових сил відбувається розбризкування мастила на навколишні передачу об'єкти, що викликає необхідність миття машини після кожного змазування ланцюга.

По-друге, змащується неочищена ланцюг, тобто має в шарнірах абразивні забруднення.

По-третє, мастильний матеріал при ручному змащення ланцюга має рідку консистенцію, що неминуче викликає налипання пилу на весь ланцюгової контур і потрапляння її в шарнір.

З вищесказаного, можна зробити висновок про те, що застосовувані в даний час в сільському господарстві способи змащування відкритих ланцюгових передач неефективні. Неправильне застосування мастильних матеріалів може призводити до забруднення навколишнього середовища.

При випадковому розливі рідких мастил, що містять нафтопродукти, місце розливу засипають піском або сорбентом, який потім акуратно збирають в міцний пластиковий пакет і поміщають в спеціальний контейнер із щільно закривається кришкою. Пісок або сорбент, забруднене нафтопродуктами, в подальшому передається на утилізацію, за договором, спеціалізованому підприємству, яке має ліцензію на діяльність зі збору, транспортування, обробки, утилізації, знешкодження, розміщення подібних відходів і спеціалізується на знешкодженні забруднених ґрунтів.

4.2. Охорона праці

Основним нормативно-правовим актом, який регламентує безпечне виконання робіт у сільськогосподарському виробництві, є Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві, затверджені наказом Міністерства надзвичайних ситуацій України від 26 листопада 2012 р. № 1353.

Умови праці у сільськогосподарському виробництві мають певні особливості. Здебільшого польові роботи виконуються на значній відстані від центральної садиби і тракторної бригади. Через це знижується контроль за безпекою працівників з боку адміністрації господарства. У цих умовах підвищується особиста відповідальність механізаторів за безпеку проведення робіт.

Разом з тим поживляються й інші роботи в агропромисловому виробництві. Зростає, порівняно із зимовими місяцями, кількість зайнятих на ручних роботах працівників, насамперед на технологічному обслуговуванні та забезпеченні роботи посівних та інших машинно-тракторних агрегатів.

Все це об'єктивно збільшує вірогідність травматизму, особливо при недотриманні правил техніки безпеки та охорони праці й неналежній організації робіт.

Основними шкідливими та небезпечними факторами при проведенні весняно-польових робіт є:

- технічна несправність тракторів і сільськогосподарських машин;
- виконання робіт в охоронних зонах ліній електропередач;
- виконання робіт на відкритому повітрі, при підвищеній або низькій температурі повітря;
- підвищений рівень шуму та вібрацій;
- підвищена забрудненість повітря пилом;
- наявність отрутохімікатів;
- ризик контакту з отруйними рослинами, небезпечними комахами та тваринами;
- схили полів, наявність перешкод у вигляді ям, ярів;

- рухомі агрегати;
- пожежна небезпека;
- нервово-психічні перевантаження.

З метою запобігання порушенням, які можуть призвести до нещасних випадків та інших надзвичайних ситуацій, напередодні проведення весняно-польових робіт необхідно:

- призначити відповідальних осіб за організацію безпечної експлуатації обладнання та виконання робіт в структурних підрозділах;
- організувати та провести семінари-навчання працівників безпечним методам роботи;
- провести інструктажі з охорони праці з усіма працівниками, зайнятими у виробничих процесах;
- забезпечити працівників спецодягом, засобами індивідуального захисту, аптечкою, питною водою та засобами пожежогасіння;
- визначити та обладнати місця для відпочинку, споживання їжі та куріння;
- не допускати до роботи осіб, які не пройшли медичний огляд, хворих, перевтомлених, осіб, які перебувають в нетверезому стані, та які не пройшли інструктажі та навчання з охорони праці;
- до виконання технологічних процесів не допускати машини і обладнання, які мають технічні несправності.

Під час виконання робіт забороняється:

- заміна, регулювання та очищення робочих органів машин при ввімкненому двигуні трактора,
- виконання робіт після того, як будуть опущені або встановлені на підставки робочі органи;
- експлуатація машин без передбачених конструкцією огорож рухомих елементів.

4.3. Техніко-економічне обґрунтування досліджень

Вихідними даними до розрахунку економічної ефективності виконаних досліджень є:

- рівень підвищення довговічності пропонованої конструкції ланцюга в порівнянні з серійними аналогами;
- вартість одиниці довжини серійних ланцюгів на момент складання розрахунку;
- обсяги споживання ланцюгів в деякому регіоні або його частини; вартість виготовлення запропонованої ланцюга;
- рівень підвищення довговічності зірочок і передач в цілому в порівнянні зі стандартними зразками.

Розрахунок, який наведено не забезпечує комерційну інформацію, так як використовувані вихідні параметри не носять точних показників і схильні до значних змін в залежності від поточної ситуації в сфері споживання. Тому наступні розрахунки і зроблені по ним висновки носять лише орієнтовний характер, хоча за більшістю параметрів вони засновані на реальній комерційній інформації на дату їх складання і науково обґрунтованих (в тому числі літературними джерелами) можливості запропонованої передачі, перевірених експериментами.

Як впливає з виконаних теоретичних і експериментальних досліджень, рівень підвищення довговічності запропонованого рішення втулки ланцюга і передачі в цілому зменшення темпів подовження кроку ланцюга в порівнянні з аналогом пропонованих ланцюгів в конкретних передачах, узгоджених з можливостями зірочок, довговічність ланцюгових передач сільськогосподарського призначення підвищується на 30%.

Вартість одного метра однорядних ланцюгів різного кроку, що реалізуються сільгосппідприємствам на момент виконання цієї розрахунку, була наступною:

Марка ланцюга	Вартість, грн./м	Обсяг продажів за 2018 р м
ПР-15,875-23	141,0	680
ПР-19,05- 31,8	135,0	2168
ПР-25,4-60	256,0	810

Обсяг продажів наведено тільки по одній з торгуючих організацій. Даних по всьому регіону і по країні в цілому отримати не представляється можливим. Відомо лише, що, як згадувалося в роботі, ланцюги цих марок використовуються в сільськогосподарських машинах більш ніж 270 найменувань. В цілому ж випускається більше 5 млн. пог. м ланцюгів різних конструкцій.

Даний розрахунок економічної ефективності виконаний на прикладі однієї умовної ланцюгової передачі сільськогосподарського призначення. При цьому середньозважена вартість одного метра умовної ланцюга приймається рівною (з наведених вище даних) 169 грн./м.

Вартість виготовлення додається ланцюга повинна бути приблизно така-ж, як і серійних аналогів. Проте, ваговий показник одиниці довжини ланцюга буде трохи менше від серійного аналога. Таким чином, вартість одного метра умовної пропонованої ланцюга буде приблизно дорівнює 165 грн./м.

Використовуючи наведені вартісні показники, можна прийти до висновку, що орієнтовна вартість умовної серійної однорядної передачі, що складається з двох зірочок з числом зубів по 20 кожна і міжосьовим відстанню близько 700 мм (довжина ланцюгового контуру близько 1500 мм) буде дорівнює 1953 грн. Вартість пропонованого ланцюга, при інших рівних умовах, буде приблизно така-ж.

Економія експлуатаційних витрат від реалізації проектованої передачі може бути визначена з виразу:

$$E_3 = I_a - I_n, \quad (4.1)$$

де I_a , I_n - прямі експлуатаційні витрати відповідно в початковому (аналог) та проектованому варіантах.

Прямі експлуатаційні витрати, стосовно до досліджуваних об'єктів, визначаються з виразу

$$I = (A + P_T + \Gamma)П, \quad (4.2)$$

де A – амортизаційні відрахування, грн./рік;

P_T – витрати на технічне обслуговування, грн./рік;

Γ – витрати на мастильні матеріали, грн./рік;

$П = 1,05$ – коефіцієнт, що враховує інші прямі витрати.

Амортизаційні відрахування визначаються за формулою

$$A = B \frac{a}{100}, \quad (4.3)$$

де B – балансова вартість об'єкта, грн. ;

a – норма щорічних амортизаційних відрахувань, %/рік.

Витрати на ремонти і технічне обслуговування визначаються виразом

$$P_T = B \frac{p}{100}, \quad (4.4)$$

де p – норми щорічних відрахувань на ремонти і технічне обслуговування, %/рік.

Витрати на мастильні матеріали визначаються за формулою

$$\Gamma = nC, \quad (4.5)$$

де n – річний (сезонний) витрата мастильного матеріалу, кг/рік;

C – ціна мастильного матеріалу, грн./кг.

Використовуючи залежності (4.1) – (4.5), знайдемо величини, що входять у вираз (4.2) для передачі з серійної втулочно-роликового ланцюгом (аналог), термін служби якої без змащення, стосовно до зернозбирального комбайну з щорічної напрацюванням в 180 годин, складає в середньому два сезони:

$$A_a = 1953 \cdot \frac{50}{100} = 976,5 \text{ грн./рік};$$

$$P_T = 1953 \cdot \frac{10}{100} = 195,3 \text{ грн./рік};$$

$$\Gamma = 2,5 \cdot 52 = 130 \text{ грн./рік.}$$

Прямі експлуатаційні витрати, стосовно передачі роликів ланцюгом, дорівнюватимуть:

$$I_a = (976,5 + 195,3 + 130)1,05 \text{ грн./рік.}$$

Прямі витрати при використанні в передачі пропонувані рішень будуть відповідно рівні:

$$A_a = 1953 \cdot \frac{29}{100} = 566,37 \text{ грн./рік;}$$

$$P_T = 1953 \cdot \frac{3}{100} = 58,59 \text{ грн./рік;}$$

$$\Gamma = 1,75 \cdot 52 = 91 \text{ грн./год.}$$

Таким чином, відповідно до виразу (4.2) прямі витрати при експлуатації проектованої передачі складуть:

$$I_a = (566,37 + 58,59 + 91)1,05 \text{ грн./рік.}$$

Економія прямих експлуатаційних витрат від реалізації однієї простої проектованої передачі, відповідно до виразу (4.1), буде дорівнює:

$$E_3 = 1366,89 - 751,76 = 615,13 \text{ грн./рік.}$$

Якщо співвідносити ці витрати до комбайна «Дон-1500Б», що має чотирнадцять ланцюгових передач, то розрахункова річна економія на одну машину може складати 8611,82 грн./рік.

З урахуванням згаданих вище технічних переваг пропонованої конструкції в порівнянні з аналогом, загальний економічний ефект буде істотно вище.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі досліджень моделювання напружено-деформованого стану, працездатності втулок роликів ланцюгів розроблені науково обґрунтований спосіб підвищення працездатності передачі з роликівими ланцюгами.

Основні результати роботи:

1. На основі проведених теоретичних (методом скінчених елементів) і експериментальних досліджень запропоновані конструктивні заходи, що дозволяють за рахунок орієнтації стику втулки підвищити працездатність роликів ланцюгів з модифікованими втулками до 25% в порівнянні з серійними.
2. Встановлено вплив і дана кількісна оцінка орієнтації стику згорнутих втулок на напружено-деформований стан, статичну міцність. Зниження значень еквівалентних напружень при оптимальному орієнтуванні втулки складає – 70%, зменшення абсолютних деформацій – 90%.
3. Своєчасний контроль роликів ланцюгів за критерієм зносу цементованого шару за допомогою граничного калібру дозволяє уникнути відмов ланцюгової передачі при втраті міцності втулок внаслідок зносу.
4. Застосування модифікованих приводних роликів ланцюгів замість серійних дасть можливість економію на одну машину до 8611,82 грн./рік.