

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ
УКРАЇНИ**

ТЕРНОПІЛЬСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ

**ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ**

КУБАНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ОРЕНБУРЗЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»**

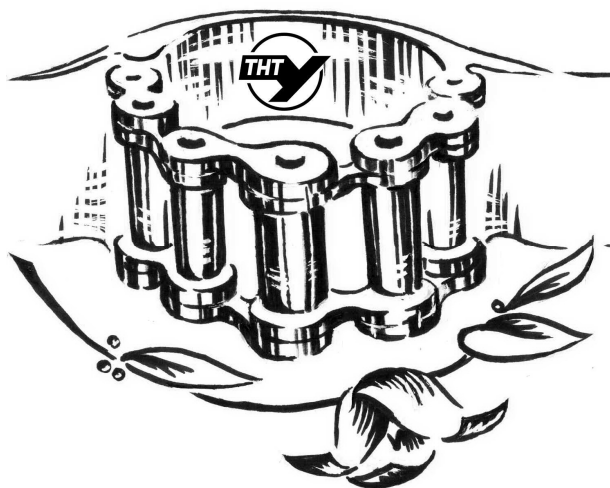
ЛАТВІЙСЬКИЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МП НВП «ПРОМТЕХКОНСТРУКЦІЯ»

**ТЕРНОПІЛЬСЬКА ОБЛАСНА ОРГАНІЗАЦІЯ УКРАЇНСЬКОГО
СОЮЗУ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ІНТЕЛІГЕНЦІЇ**

МАТЕРІАЛИ

**МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ «ПРОБЛЕМИ СУЧАСНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ ВИГОТОВЛЕННЯ ТА НАДІЙНОСТІ ПЕРЕДАЧ З ГНУЧКИМ
ЗВ'ЯЗКОМ»**



**ПРИСВЯЧЕНОЇ ПАМ'ЯТІ ТА 70-Й РІЧНИЦІ З ДНЯ НАРОДЖЕННЯ ПРОФЕСОРА
ДУБІНЯКА СТЕПАНА АНДРІЙОВИЧА**

**19-21 ГРУДНЯ 2011 р.
Тернопіль, Україна**

УДК 001: 621.8:621.9

ББК 334.445

М34

Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Проблеми сучасних технологій виготовлення та надійності передач з гнучким зв'язком», присвяченої пам'яті та 70-й річниці з дня народження професора Дубиняка Степана Андрійовича (Україна, м. Тернопіль, 19-21 грудня 2011 р.). Тернопіль, «Крок» – 2011. –126 с.

В збірнику надруковано тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції «Проблеми сучасних технологій виготовлення та надійності передач з гнучким зв'язком», присвяченої пам'яті та 70-й річниці з дня народження професора Дубиняка Степана Андрійовича за наступними науковими напрямками:

1. Розрахунок і конструювання передач, оснащених приводними роликівими і втулковими ланцюгами.
2. Технологічне забезпечення якості виготовлення та методи контролю приводних роликівих і втулкових ланцюгів та багаторядних ланцюгів нафтогазодобувного обладнання.
3. Проблеми надійності передач з гнучким зв'язком.
4. Використання і експлуатація передач з гнучким зв'язком у галузевому машинобудуванні.

ISBN 978-966-2362-91-6

Відповідальний редактор:

к.т.н., доц., проф. каф.ВІ ТНТУ ім. І. Пулюя Кривий П.Д.

Редакційна колегія:

д.т.н., проф. Луців І. В., д.т.н., проф. Рогатинський Р.М., к.т.н., проф. Зубченко І.І.

Тези надруковані в авторській редакції

Програмний комітет конференції: Ясній П.В., д.т.н., проф. (голова); Ковалевський В.П. д.т.н., проф. (співголова); Петрик О.О., д.т.н., проф. (співголова); Бобало Ю.Я., д.т.н., проф. (співголова); Луців І.В., д.т.н., проф., (заступник голови); Бережний С.Б., д.т.н., проф.; Бондаренко О.Л.; Гаршнев Ю.Г., к.т.н., доц.; Зубченко І.І. к.т.н., проф.; Кривий П.Д., к.т.н., доц.; Кузнєцов Ю.М. д.т.н., проф.; Метільков С.А., д.т.н., проф.; Павлице В.Т., к.т.н., проф.; Пилипенко О.І., д.т.н., проф.; Пунтус О.В., к.т.н., доц.; Рибак В.Я., к.т.н., доц.; Роганов Л. Л., д.т.н., проф.; Струтинський В.Б., д.т.н., проф.; Узклінгіз Г.О., д.т.н., проф.; Учаєв П.М., д.т.н., проф.; Фот А.П., д.т.н., проф.

Організаційний комітет конференції: Рогатинський Р.М., д.т.н., проф. (голова); Кривий П.Д., к.т.н., доц. (заступник голови); Пиндус Ю.І. к.т.н., доц.; Лещук Р.Я, к.т.н., доц.; Шанайда В.В, к.т.н., доц.; Склярів Р.А., к.т.н., доц.; Шпак Р.В. к.т.н., доц.; Дзюра В.О, к.т.н., доц.; Дубецький І.Д.; Шарик М.В.; Кобельник В.Р.; Сенік А.А.; Сотник І.П.; Кашуба Н.П.

Науковий секретар конференції

Крупа В. В.

Комп'ютерне складання, верстка та оформлення Крупа В.В.

Технічний редактор

Сотник І.П.

Оформлення обкладинки

Кашуба Н.П

Адреса конференції: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, Україна, 46001
E-mail: konf.tntu@gmail.com

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ, МОЛОДЕЖИ И
СПОРТА УКРАИНЫ**

**ТЕРНОПОЛЬСКАЯ ОБЛАСТНАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
АДМИНИСТРАЦИЯ**

**ТЕРНОПОЛЬСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ ИВАНА ПУЛЮЯ**

**КУБАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

**НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
«ЛЬВОВСКАЯ ПОЛИТЕХНИКА»**

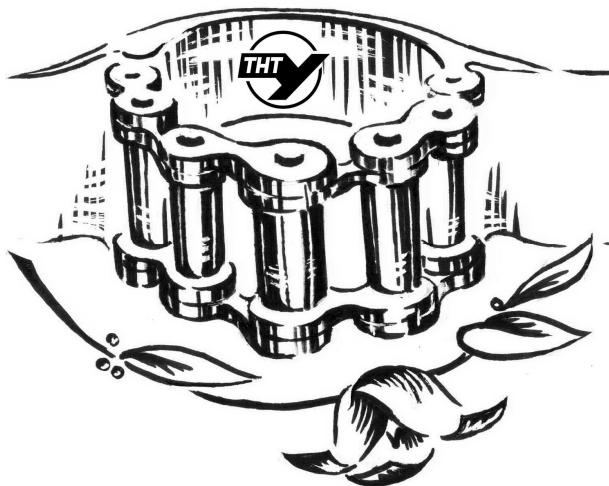
ЛАТВИЙСКИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

НПП «ПРОМТЕХКОНСТРУКЦИЯ»

**ТЕРНОПОЛЬСКАЯ ОБЛАСТНАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ УКРАИНСКОГО
СОЮЗА НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНТЕЛЛИГЕНЦИИ**

МАТЕРИАЛЫ

МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ «ПРОБЛЕМЫ
СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И НАДЕЖНОСТИ ПЕРЕДАЧ С
ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ»,



**ПОСВЯЩЕННОЙ ПАМЯТИ И 70-Й ГОДОВЩИНЕ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ
ПРОФЕССОРА ДУБИНЯКА СТЕПАНА АНДРЕЕВИЧА»**

**19-21 Декабря 2011 р.
Тернополь, Украина**

УДК 001: 621.8:621.9

ББК 334.445

М34

Материалы Международной научно-технической конференции «Проблемы современных технологий изготовления и надежности передач с гибкой связью», посвященной памяти и 70-й годовщине со дня рождения профессора Дубиняка Степана Андреевича», Тернополь, СМП «ТАЙП», – 2011. –128 с.

В сборнике напечатаны тезисы докладов международной научно-технической конференции «Проблемы современных технологий изготовления и надежности передач с гибкой связью», посвященной памяти и 70-й годовщине со дня рождения профессора Дубиняка Степана Андреевича» по таких научных направлениях:

1. Расчет и конструирование передач, оснащенных приводными роликowymi и втулочными цепями.
2. Технологическое обеспечение качества изготовления и методы контроля приводных роликowych и втулочных цепей, а также многорядных цепей нефтегазодобывающего оборудования.
3. Проблемы надежности передач с гибкой связью.
4. Использование и эксплуатация передач с гибкой связью в отраслевом машиностроении.

ISBN 978-966-2362-91-6

Ответственный редактор:

к.т.н., доц., проф. каф. СИ ТНТУ им. И. Пулюя Кривый П.Д.

Редакционная коллегия:

д.т.н., проф. Рогатинский Р.М., д.т.н., проф. Луцив И. В., к.т.н., проф. Зубченко И. И.

Тезисы напечатаны в авторской редакции

Программный комитет конференции: Ясний П.В., д.т.н., проф.; (председатель); Ковалевский В.П. д.т.н., проф. (сопредседатель); Петрик А.А., д.т.н., проф. (сопредседатель); Бобало Ю.Я., д.т.н., проф. (сопредседатель); Луцив И.В., д.т.н., проф. (заместитель председателя); Бережной С.Б., д.т.н., проф.; Бондаренко О.Л.; Гаршнев Ю.Г., к.т.н., доц.; Зубченко И.И. к.т.н., проф.; Кривый П.Д. к.т.н., доц.; Кузнєцов Ю.М. д.т.н., проф.; Метильков С.А., д.т.н., проф.; Павлыще В.Т., к.т.н., проф.; Пилипенко О.І., д.т.н., проф.; Пунтус О.В., к.т.н., доц.; Рыбак В.Я., к.т.н., доц.; Роганов Л. Л., д.т.н., проф.; Струтинский В.Б., д.т.н., проф.; Узклингиз Г.О., д.т.н., проф.; Учаев П.Н., д.т.н., проф.; Фот А.П., д.т.н., проф.

Организационный комитет конференции: Рогатинский Р.М., д.т.н., проф. (председатель); Кривый П.Д. ,к.т.н., доц. (заместитель председателя); Пынтус Ю.И. к.т.н., доц.; Лещук Р.Я, к.т.н., доц.; Шанайда В.В, к.т.н., доц.; Склярів Р.А., к.т.н., доц.; Шпак Р.В. к.т.н., доц.; Дзюра В.О, к.т.н., доц.; Дубецкий И.Д.; Шарик М.В.; Кобельнык В.Р.; Сеньк А.А.; Сотнык И.П.; Кашуба Н.П.

Научный секретарь конференции

Крупа В.В.

Компьютерное складывание, верстка и оформление
Технический редактор
Оформление обкладинки

Крупа В.В.
Сотнык И.П.
Кашуба Н.П

Адрес конференции: Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя,
ул. Руська, 56, г. Тернополь, Украина, 46001
E-mail: konf.tntu@gmail.com



СТЕПАН АНДРІЙОВИЧ ДУБИНЯК
(1942-1994)

Іван Зубченко, професор

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56*

ДОРОГА ДОЛІ

Степану Андрійовичу Дубиняку присвячую . . .

Все, що мав у життю, він віддав
для одної ідеї,
і горів, і яснів і страждав,
і трудився для неї.
(І. Франко, поема «Мойсей»)

Як він ішов
зачарований світом
натхненно і мудро творив на ходу
(В. Симоненко)

Все далі і далі від нас миттєвість, як відійшов у небуття широко знаний вчений в галузі передач гнучкою ланкою, відмінний педагог, талановитий інженер і задушевна людина - Степан Андрійович Дубиняк. На 52 році залишив дружину, дітей, рідню, друзів і пішов у небо вічності.

Напевне, діалоги пережиті: роки німецько-фашистської окупації, голод і холод повоєнного часу, роки страху і невизначеності більшості тодішнього населення західних областей України. Далась ознака і напружена праця науковця, педагога, організатора навчально-виховного процесу, громадська робота. Багато сил та енергії було затрачено на утвердження новоствореного державного вищого навчального закладу - Тернопільського приладобудівного інституту імені Івана Пулюя. Яким же він був - життєвий шлях Степана Дубиняка?

Народився він другого січня тисяча дев'ятсот сорок другого року в маленькому селі Іване-Бірки Яворівського району Львівської області в сім'ї селянина-бідняка. Швидше це було не село, а хутір в селі Бірки, оточений навколо дубовими, буковими і сосновими лісами. Вірогідно, звідси й пішла назва Бірки.

Народився у звичайній сільській хатині, де не було навіть електричного освітлення, у рік сильних морозів та рясних снігопадів. Суворі умови життя перших і наступних літ Степана, напевне, виховали в нього адекватні риси характеру, стилю поведінки в житті, ставлення до духовних та матеріальних цінностей людини, вибору друзів, включаючи ставлення до своїх службових обов'язків, норми стосунків у сімейному житті та ін. Найбільше він шанував духовні, а не матеріальні цінності, тому навіть у 50 років не мав практично ніяких надбань чи заощаджень.

Декілька моргів землі, виділених дідом Степана, не могли забезпечити подальше нормальне життя сім'ї Дубиняків. Тому батько з наївністю багатьох селян-бідняків вітав встановлення радянської влади в західних областях України, співчутливо ставився до організації опору окупантам, зокрема організації "Народна гвардія ім. Івана Франка" у Львові. Загинув у 1944 році, але могилу батька синові так і не вдалося відшукати.

Не додало благополуччя сім'ї і повторне заміжжя матері. Крім трьох дочок і сина, нажитих з вітчимою, не змінилися на краще в оселі умови життя. Шлюб незабаром розпався.

У 1947 році малий Степан пішов у перший клас Іване-Бірківської початкової школи. Йому виповнилося лише п'ять років, тому офіційно в школу записати відмовили, але щоденний прихід в клас, сидіння на першій парті та активна участь в читанні "Кобзаря", розв'язуванні арифметичних задач (перші уроки арифметики - обчислення медових рамок вуликів на пасіці - дав внукові його дід Теодор) привели до офіційного зарахування Степана

дирекцією початкової школи на друге півріччя навчального року в перший клас. Після початкової школи в 1951 році він зараховується в Брюховецьку середню школу.

Щоденні трикілометрові переходи до школи і зворотня дорога додому через букові ліси, багаті грибами та ягодами, на все життя зародили в молодого Степана любов до тихого грибного полювання, яким він охоче займався до останніх днів життя. І хоча пізніше, ставши членом інститутського мисливського колективу, мав добру мисливську рушницю, на полювання практично не ходив, бо надто любив живу природу. Та й часу на це, як правило, не вистачало.

З організацією в 1951 році в с. Бірки колгоспу "Іскра" додалось роботи і Степанові. Мати працювала рядовою колгоспницею, а син і малолітня дочка від першого шлюбу Марта допомагали чим могли: пасли худобу, сапали закріплені колгоспні ділянки, збирали овочі, цукровий буряк. У вільний час, а це бувало найчастіше темної ночі, при гасовій лампі Степан захоплювався читанням. Любив уроки з математики, фізики, логіки, географії, особливо історії. Роки навчання в середній школі не пройшли марно. Проникливо читав класиків української, російської та світової літератури, твори яких вивчали за програмою середньої школи.

Після закінчення середньої школи та успішної здачі конкурсних іспитів у 1957 році С.Дубиняк був зарахований студентом механіко-технологічного факультету Львівського політехнічного інституту. Студентське життя суттєво не змінило стиль діянь С.Дубиняка. На заняття до Львова добирався щоденно: то приміським транспортом, то пішки. Малолітні сестри і брат, які zostалися без батька, змушували його ділитися навіть тією мізерною стипендією, яку отримував.

У художній самодіяльності участі не брав, бо години роботи гуртків практично не дозволяли своєчасно добиратися до чергового приміського потягу Львів-Брюховичі. Активно залучався до наукової студентської роботи, де неодноразово ставав переможцем інститутських та обласних конкурсів.

Студентські канікули проводив, як правило, у селі. Косив траву на сіно, працював на різних роботах в колгоспі, брав участь у студентських будівельних загонах. Джеккаган, Тюмень, Кіровоградщина, Миколаївщина - були постійними місцями роботи.

Вільний час був заповнений, в основному, читанням художньої літератури, самоосвітою, вивченням історії краю. Збереглись його нотатки над творами Ф.Достоевського ("Знівчені і скривджені", "Злочин і кара", "Ідіот", "Брати Карамазови"), В.Белінського ("Вибрані філософські твори"), М.Добролюбова ("Промінь світла в темному царстві", "Що таке обломовщина") тощо.

У 1962 році після закінчення з відзнакою інституту був направлений у новостворену на той час науково-дослідну лабораторію НДД-2 "Динаміка машин і передач гнучкою ланкою" Львівського політехнічного інституту, керовану доцентом, а згодом професором, доктором технічних наук І.Глушценком, де став одним з фундаторів наукової Львівської школи "ланцюжників". "Здібний колишній студент і перспективний науковий працівник, який постійно підвищує свій науковий рівень, доброзичливий до співробітників кафедри, активно бере участь у науковій та громадській роботі кафедри і факультету, член товариства "Знання" - це рядки із виданої в той час Львівським політехнічним інститутом службової характеристики на конкурс молодому співробітникові С.Дубиняку, який з 1963 р. вже працює старшим науковим співробітником, а згодом - асистентом кафедри.

З жовтня 1962 року авторів цих рядків, як аспіранту кафедри "Деталі машин" ЛПІ, випала нагода спільно працювати з С.Дубиняком над загальною держбюджетною темою "Підвищення довговічності і надійності передач гнучкою ланкою" вищезгаданої лабораторії, жити разом, бачити стиль та методи його роботи, знати коло його потреб та зацікавлень. Ця взаємна праця продовжувалась впродовж трьох десятиліть. Майже половина наукових праць написана нами у співавторстві.

Хотілося б відзначити, що вже з перших кроків у науково-дослідній роботі С.Дубиняка можна було бачити його особливий підхід до цієї праці - серйозність намірів, чіткість постановки задачі, можливі варіанти розв'язання і вірогідний очікуваний результат.

У цей же час він поглиблено, крім математики і механіки, вивчав філософію, особливо її історію. Повз нього не проходили філософські вчення стародавньої Індії, Китаю та Єгипту, стародавні вчення античної філософії, класичні її форми (Платон, Сократ, Арістотель), середньовічна філософія, філософія епохи Відродження та філософія Нового часу. На його робочому столі лежали твори французьких матеріалістів XVIII століття, вибрані твори в двох томах Д.Дідро, перекладені українською мовою, П.Гольбаха та ін. Особливу увагу приділяв німецькій класичній філософії І.Канта, Ф.Гегеля, Л.Фейєрбаха. Як логіка постає стрижнем у тріадах Ф.Гегеля, так і логіка мислення - основа всіх дій та вчинків С.Дубиняка.

Педагогічну роботу успішно поєднував з навчанням в заочній аспірантурі, після закінчення якої в грудні 1968 року блискуче захистив кандидатську дисертацію на тему "Дослідження зміни кінематичних і динамічних характеристик ланцюгової передачі в процесі її експлуатації".

У цю пору в житті С.Дубиняка сталися суттєві зміни: він одружився і незабаром молода сім'я переїхала до Тернополя, де в 1969 році став старшим викладачем кафедри "Технологія машинобудування" Тернопільської філії Львівського політехнічного інституту, а через рік - доцентом тієї ж кафедри. З новою силою проявився талант педагога і науковця С.Дубиняка, коли в 1972 році була створена, відкрита і очолена ним кафедра "Верстати та інструменти". Невдовзі в сім'ї Дубиняка сталися ще дві значні події - в 1971 році народилася їх донька Леся, а в 1975 - син Тарас.

Створення нової кафедри, звичайно, подія не ординарна в житті не лише окремої людини, а й педагогічного колективу інституту. Заслуга С.Дубиняка полягає в тому, що він знайшов своїх прихильників, одностудентів, згуртував їх, плідно працював над створенням матеріальної бази кафедри, її методичним забезпеченням, розвитком наукових досліджень тощо. Вражає великий список дисциплін, які він успішно вів, і, відповідно, розмаїтість спектру надрукованих ним наукових праць. Так, тільки за перші 5 років існування нової кафедри, С.Дубиняк на високому науково-методичному рівні читав лекційні курси: "Теорія різання", "Проектування різального інструменту", "Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів", "Основи наукових досліджень". Підготував конспекти лекцій нових курсів: "Машинне проектування верстатів та інструментів", "Динаміка металорізальних верстатів". Крім того, ним поставлено цілий ряд нових лабораторних робіт, підготовлені методичні вказівки для курсового проектування, організації НДРС (науково-дослідна робота студентів), проведення першої та другої технологічних практик студентів, методичний посібник для розрахунку і конструювання МРВ при курсовому та дипломному проектуванні.

У цей же час він активно працював над докторською дисертацією, опублікував більше трьох десятків наукових праць, отримав 14 авторських свідоцтв на винаходи (а всього за своє коротке життя ним опубліковано більше 125 наукових праць, отримано 32 авторських свідоцтва на винаходи, підготовлено більше 20 навчально-методичних розробок).

Наукові розробки співробітників кафедри та студентів, виконані за його безпосередньої участі, знаходили підтримку і частково впроваджені на підприємствах М.Тернополя (АТ "ТКЗ"), Даугавпільському заводі приводних ланцюгів, Центральному конструкторському бюро ланцюгових передач і пристроїв при дослідному інституті Вуглемаш (м. Москва), Новосибірському заводі низьковольтної апаратури та інших. Деякі з них в 1975 - 1978 роках демонструвалися на діючій в той період ВДНГ СРСР і неодноразово удостоювалися нагород. Кафедра за короткий час свого існування добилася значних успіхів у навчальній, науково-дослідній та методичній роботі студентів, завдяки чому постійно посідала провідні місця в конкурсах і змаганнях при річних підсумках роботи інституту.

Враховуючи плідну роботу С.Дубиняка як завідувача кафедри, його педагогічну, науково-дослідну та громадську роботу, Рада інституту три рази обирала його деканом факультету (у 1981 і 1986 р. - вечірнього, а з 1988 р. - механіко-технологічного).

Не залишалась осторонь і самоосвіта. У цей час С.Дубиняк захоплено вивчав історію України, багато уваги приділяв історичній літературі. Із захопленням читав цикл романів про епоху Київської Русі П.Загребельного ("Диво", "Первоміст"), історичні романи "Роксолана", "Я Богдан" та інші твори на гостросюжетні історичні теми.

Кращого гіда, ніж С.Дубиняк, при подорожуванні історичними місцями Львівщини і Тернопільщини навряд чи можна було знайти. Захоплено розповідав про Почаївську Лавру, історію її заснування, спорудження, захисту під час іноземних навал, дні перебування там генія українського народу Т.Шевченка. Він мав надзвичайну пам'ять на історичні дати. Йому було однаково просто назвати точні дати заснування, хронологію зруйнування і відбудов історичних пам'яток краю - замків міст Кременця чи Збаража, Бережан чи Тереховлі, кам'яних споруд Чорткова чи населених пунктів Буцацького, Монастириського чи Борщівського районів.

Історія виникнення, розквіту, а в подальшому і занепаду українського козацтва - тема для нього була особливою. Не кожен з нас може назвати хоча б частину прізвищ колишніх гетьманів України, час їх гетьманування, а тим більше деталі життя. А це без будь-яких труднощів міг зробити С.Дубиняк, включаючи деталі життя останнього гетьмана Запорізької Січі П.Калнишевського, який відбув на Соловецьких островах більше двадцяти п'яти років ув'язнення, але не зламався. Екскурсійні поїздки з сім'єю, друзями чи гостями місцями козацької слави, Галичини чи Поділля були найкращим його "хоббі"

З початком перевидання у 1991 році фундаментальної праці в 10 томах "Історія України-Руси" Михайла Грушевського, її томи постійно поповнювали бібліотеку робочого кабінету С.Дубиняка, робота над нею супроводжувалась окремими нотатками на сторінках видань. А портрет самого автора Михайла Грушевського на найоглядовішому місці прикрашав робочий кабінет. Слушно зазначити, що в цій же бібліотеці на видному місці завжди стояли і томи з віршами І.Еренбурга, Є.Євтушенка, І.Котляревського, С.Єсеніна, Р.Гамзатова, якими їх господар любив користуватися.

З березня 1991 року С.Дубиняк призначається проректором Тернопільського приладобудівного інституту. Неоціненний його внесок у становлення і розвиток на базі філії Львівського політехнічного інституту нового вищого навчального закладу. Тут проявилися його потенційні здібності організатора навчально-виховного процесу. Активна участь у створенні нових лабораторій, кабінетів, узгодження програм у зв'язку з переходом на нові навчальні плани, керівництво методичною комісією інституту, практична особиста підготовка документації на державне акредитування, а згодом - і акту присвоєння інституту імені відомого вченого - земляка Івана Пулюя та багато інших, на перший погляд буденних питань з життя інституту - це додатковий тягар до тієї повсякденної ноші педагога і науковця, яку звалив він на свої плечі.

П'ятдесятиліття з дня народження, багатогранна організаторська, науково-педагогічна робота були гідно відзначені Вищою Атестаційною Комісією держави - присудженням йому вченого звання професора. Він мав багато учнів (ним підготовлено чотири кандидати технічних наук), послідовників, керував роботою багатьох аспірантів і здобувачів наукових ступенів, студентів. Він був комунікабельним за характером, любив студентів і студенти відповідали йому там же.

Як багато було ще планів! Та не судилося...

У мальовничому місці під Львовом біля села Іване-Бірки ще з часів панування Австро-Угорщини існує невеликий сільський цвинтар. Розкішний сосновий бір оточує його. Під столітніми соснами з розгалуженими гілками, як під надійною охороною, лежать три могили Дубиняків: матері Марії Дем'янівни в центрі та двох її дітей - Марти і Степана з обох боків. Вони, мов би обняли маму, охороняють її вічний спокій. Ніколи не зникають живі квіти з цих могил - шана багато чисельної родини та друзів покійного.

У смерті завжди є щось несподіване, несправедливе. Вона вириває з наших рядів людей, як сторінки з переплетеної книги. На жаль, ми не завжди усвідомлюємо те, що ці сторінки ми більше ніколи не зможемо прочитати...



УДК 621.855

Александр Бондаренко¹; Андрей Фот²; Петр Кривый³

¹НПП «Промтехконструкция» 84333 Украина, г. Краматорск, ул. Ленина, 61

²Оренбургский государственный университет
460018 Россия, г. Оренбург, пр. Победы, 13

³Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя
46001, г. Тернополь, ул. Руська, 56

СОСТОЯНИЕ И КАЧЕСТВО ПРОИЗВОДСТВА ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ И ВТУЛОЧНЫХ ЦЕПЕЙ. РЕТРОСПЕКТИВА И СОВРЕМЕННОСТЬ

Aleksandr Bondarenko; Andrej Fot; Petr Kryvyu

TRANSMISSION ROLL AN BUSH CHAINS STATE AND THE MANUFACTURING QUALITY. BACKWARD AND THE PRESENT LOOK

Analyses of the manufacturing and the quality of the transmission roll and bush chains in the past-soviet period has been carried out condition of manufacturing transmission chains in foreign countries, as well as the problems of the Ukrainian production, have been analysed.

Состояние производства, качества и рынка приводных роликовых цепей.

Производство приводных роликовых и втулочных цепей общего назначения в Советском союзе было организовано, в основном, как сопутствующее производство при военных патронных заводах. Это Тульский патронный завод, Машиностроительный завод им. Ленина в Бишкеке, Производственное объединение «Маяк» (г. Киров), Новосибирский завод низковольтной аппаратуры и др. Существовали и специализированные заводы по производству цепей: Краснодарсельмаш (Россия), Даугавпилский завод приводных цепей (Латвия), завод в Кизил Кия (Киргизия). Патронные заводы Украины, такие как Луганский патронный завод, не имели производства приводных роликовых цепей.

И патронные, и специализированные заводы, на базе которых производили приводные роликовые цепи, имели высокий уровень механизации и автоматизации технологических процессов. Они производили огромный объем различного вида цепей в год. Например, Даугавпилский завод приводных цепей производил около 40 тыс. км Тульский патронный завод – около 30 тыс. км, Краснодарсельмаш – 20 тыс. км в год. В советские времена объемы выпуска цепей в год соизмеряли с длиной экватора, расстоянием до Луны и пр.

Необходимо отметить, что качеству цепей со стороны государства уделялось значительное внимание. Была организована и эффективно действовала система контроля качества выпускаемых приводных цепей. На заводах – производителях, кроме отделов технического контроля существовали специальные лаборатории, в которых производились стендовые испытания на соответствие требованиям действующих стандартов. Отдельные испытания двухрядной цепи с шагом 9,925 мм Даугавпилского завода проводились ее основным потребителем – Волжским автомобильным заводом.

Главной координирующей организацией, на которую была возложена задача разработки нормативных документов (ГОСТ, ТУ, конструкторской документации) и проведение испытаний на соответствие регламентированных показателей качества существующим стандартам, было центральное конструкторское бюро цепных передач и передаточных устройств (г. Москва) и его испытательный полигон в г. Истра Московской области. На выполнение требований ГОСТ один раз в год предприятия отправляли образцы

приводных цепей на стендовые испытания. Существующие региональные органы Госстандарта СССР также периодически контролировали геометрические параметры и прочностные характеристики (предел прочности, твердость и т.п.).

Обеспечению качества цепей содействовало использование заводами-изготовителями исследовательских результатов существующих научных школ руководимых признанными учеными Львовской: – проф. Глущенко И. П.; Краснодарской – проф. Глущенко И. П., проф. Петрик А. А.; Черниговской – проф. Пилипенко О. И.; Латвийской – проф. Салиниенс Н. К., проф. Узклингс Г. А.; Московской – проф. Воробьев Н. В., проф. Ивашков И. И., проф. Жуков К. П., проф. Столбин Г.Б.; Пензенской – проф. Романовский Б. В.; Тернопольской – проф. Дубиняк С. А.

Отдельно следует отметить состояние производства и качества приводных роликовых цепей повышенной прочности и точности, используемых, как праило, на буровых установках нефтегазодобывающей промышленности. Эти цепи производил в основном Барнаульский завод геологического оборудования. Испытания этих цепей осуществилось на Уралмаше (Екатеринбург) на котором изготавливались буровые установки. Научное сопровождение и обеспечение качества этой ответственной продукции осуществляла научная школа Московского института нефти и газа им. И. Губкина под руководством проф. Р. М. Раскина, а также азербайджанская научная школа ВНИИПТнефтемаш и АЗИНМАШ под руководством проф. С.Г. Бабаева.

После распада СССР потребность в приводных роликовых цепях резко уменьшилась, равно, как и объемы их выпуска. Например, Краснодарсельмаш, вместо 20 тыс. км в год (в 80-е годы) выпустил всего 270 км (в 2007 году). Ситуацию не спасла и переориентация некоторых производств на «импортные» типы цепей. Падение спроса привело к падению производства, что в свою очередь привело к закрытию многих цепных производств. Заводы, которые имели уникальное оборудование и уникальные кадры, закрывались, оборудование сдавалось в металлолом.

В это же время для стабилизации положения с производством приводных цепей в России была создана Ассоциация производителей цепей. Председателем Ассоциации избирали Ивашкова Николая Ильича. На нескольких заседаниях Ассоциации, которые происходили в Краснодаре, принимались соответствующие решения, направленные на сохранение производственного и научного потенциала в производстве приводных цепей. Однако, к сожалению, все попытки производителей и ученых взять под контроль создавшуюся ситуацию и стабилизировать производство, продлить научные изыскания в этой области не увенчались успехом.

Самое страшное и недопустимое событие произошло в России, когда было ликвидировано Центральное конструкторское бюро цепных передач и передаточных устройств и испытательный полигон в г. Истра. Конструкторская документация, методики, испытательное оборудование было уничтожено, сдано в металлолом, а производственные помещения полигона в г. Истра отданы в аренду под склады.

Так было совершено непоправимое – уничтожен десятилетиями накопленный научный, конструкторский и производственный опыт многих ученых, инженеров, испытателей.

Наиболее резонансным стало закрытие Краснодарсельмаша, на котором проработало не одно поколение краснодарцев. Люди отказывались покидать рабочие места, когда же их силой вывели с территории завода, они оставили работать огромный холодновысадочный станок. И в округе еще долго раздавались его удары, как бы отбивающие песню: «..врагу не сдастся наш гордый Варяг!..»

Шло время. Ситуация после распада СССР начинала стабилизироваться. Аграрный сектор, не смотря ни на что, работал. Засеивались поля, возрастала потребность в цепях для сельскохозяйственных машин. Период же торговли «советскими неликвидными» запасами быстро заканчивался как в Украине, так и в других странах СНГ. Образовалась потребность в поставках на рынок новых цепей.

Эту потребность пытались восполнить вновь созданные частные предприятия и небольшие остатки производств от старых предприятий. Но новым не хватало опыта и оборудования, а старые предприятия потеряли кадры и т.д. Было упущено слишком много времени. Научные разработки были почти свернуты, новые кадры не готовились.

Какую же роль в начале 90-х сыграл в решении проблемы обеспечения народно-хозяйственного комплекса Украины приводными цепями Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя (тогда Тернопольский приборостроительный институт)? 22 сентября 1992 года институт обращается к высшим государственным руководителям с предложением о целесообразности организации производства приводных роликовых и втулочных цепей в Украине, которое было подтверждено мотивированным обоснованием созданным профессором Дубиняком С. А. В обосновании неопровержимо было доказано, что научно-производственный потенциал Украины имеет все необходимые возможности для организации производства приводных роликовых и втулочных цепей. Следует отметить, что более чем за 20 лет научных исследований и сотрудничества Тернопольского приборостроительного института с производителями приводных цепей и проектно-конструкторскими организациями такими, например, как Даугавпилсский завод приводных цепей (Латвия), Центральное конструкторское бюро цепных передач (Москва), Новосибирский завод низковольтной аппаратуры, АК «Адвис» (г. Хмельницкий), предприятие Нортек-Т-Системы (г. Тернополь) было не только решено ряд теоретических задач, но и накоплен существенный практический опыт, в части создания новых технологических процессов сборки внутренних звеньев приводных цепей, нового сборочного оборудования, способов и устройств контроля качества, устройств для обеспечения угловой ориентации. Все эти разработки защищены 14 авторскими свидетельствами на изобретения.

В подтверждение вышесказанного, отметим, что институтом было спроектировано и изготовлено ряд оригинальных испытательных стендов, защищенных авторскими свидетельствами на изобретения, модернизирован, устройством для пневматической ориентации втулок при сборке внутренних звеньев, сборочный автомат французской фирмы «Sedis», создан защищенный авторским свидетельством на изобретения и изготовлен автомат для сборки внутренних звеньев цепей. Был спроектирован и изготовлен в металле комплекс измерительных приборов и устройств для контроля геометрических параметров деталей цепей.

На протяжении 2-х лет институт бесплатно оказывал содействие фирме Нортек-Т-Системы (г. Тернополь) по технической подготовке и организации производств приводных цепей с шагом 19,05. Была выпущенная первая партия объемом 500 пог. метров.

Разработанные устройства в основном изготавливались для Даугавпилсского завода.

Предложение института, касающееся организации производства приводных цепей в Украине, поддержал своим письмом, адресованным вице-премьер-министру Украины Евтухову Василю Ивановичу, председатель Государственного комитета по вопросам науки и технологий Сергей Михайлович Рябченко.

Вице-премьер Украины Василь Иванович Евтухов 31 декабря 1992 года отдал поручение №30 министрам Минмашпрома (Антонову), Минэкономки (Шпеку), Минсельхоза (Карасику), Минфина (Пятаченку) следующего содержания, цитирую: «Прошу рассмотреть и принять конкретные мероприятия по организации производства на Украине приводных роликовых и втулочных цепей».

13 января 1993 года в Черкассах состоялось Всеукраинское совещание по вопросу технического обеспечения организации производства цепей в Украине, которое приняло постановление, поддерживающее предложение Тернопольского приборостроительного института об организации производства приводных цепей. От института представителями на совещании были проф. С.А. Дубиняк и ст. научный сотрудник Горлий Е.И. Главным докладчиком как высокопрофессиональный специалист выступил проф. Дубиняк С.А.

17 мая 1993 года была утверждена Государственная комплексная программа организации производства втулочных и роликовых цепей в Украине, которая являлась

составляющей частью «Украинской национальной программы производства технологических комплектов, машин и оборудования для сельского хозяйства, пищевой и перерабатывающей промышленности».

Согласно этой программе на базе Тернопольского приборостроительного института планировалось создать центральное конструкторское бюро цепных передач с организацией исследовательско-экспериментальной базы с соответствующим финансированием комплекса работ.

Тернопольский государственный технический университет имени Ивана Пулюя на выполнение государственной программы в декабре 1997 года ставит перед Минобразования и Минпромполитики Украины вопрос о необходимости организации испытательной лаборатории по проведению испытания цепей на соответствие их ресурсных параметров требованиям ГОСТ.

Обоснованием постановки такого вопроса послужило поручение Кабинета Министров Украины №23231/5 то 16.11.97 г., которое обязало министров Минпромполитики (Гуреева В.М.) и Минобразования (Згуровського М.З.) о следующем, цитирую: «Вопрос изучается слишком долго, хотя целесообразность создания лаборатории уже убедительно доказана. Прошу Вас лично принять необходимые меры и довести дело до конца. О результатах меня проинформируйте. Первый вице-премьер-министр Анатолий Константинович Голубченко».

Более того, было распоряжение об организации испытательной лаборатории, изданное самым премьер-министром Украины Виктором Андреевичем Ющенком, но оно также не было выполнено.

Корпоративная солидарность, коррупция, отсутствие малейшей исполнительной дисциплины в высших государственных органах успешно погубили все инициативы Тернопольского государственного технического университета и все усилия высокопрофессионального коллектива возглавляемого профессором Дубиняком Степаном Андреевичем, который более пяти лет боролся не за свои личные интересы, оказались напрасными.

В начале 2000 года на рынке приводных роликовых и втулочных цепей появляются цепи производства Китая и стран Азии.

В результате сложилась следующая ситуация. Большинство «советских» заводов, специализирующихся на выпуске цепей, полностью или частично свернули производство, остались без оборудования и кадров. Вновь созданные молодые производственные предприятия не имели достаточного опыта, знаний, специального оборудования. Таким образом, на рынке приводных цепей Украины образуется дефицит товара. И в это же время на рынке появляется китайская продукция. В конце 90-х рынок распределен следующим образом: лидирующие позиции на рынке занимает продукция Китая в сегменте приводных роликовых цепей, несколько частных предприятий Украины и СНГ работают в сегменте транспортерных цепей сельскохозяйственного назначения. И небольшой процент рынка составляют цепи элитного сегмента японского, европейского и американского производства.

Особенности европейского и китайского производства приводных роликовых цепей. Элитный сегмент рынка цепей в Украине принадлежит заводам Европы, Японии и США. Это такие известные торговые марки как IWIS (Австрия), RENOLD (Великобритания), Wipergman (Германия), Regina (Италия) Tsubaki (Япония) и другие. Однако около 80% продукции под этими торговыми марками производятся теперь на заводах Азии и Китая, и только 20% на собственных заводах.

Европейская технология производства приводных роликовых цепей отличается, в первую очередь, наличием четко работающей системы управлением качеством и наличием высококачественного металла. Входной контроль материалов не проводят - доверяют сертификату поставщика. Первое, что в цехах бросается в глаза, порядок и наличие везде мест самостоятельного контроля деталей, калибров и других контрольных приспособлений. Все, с кем приходилось общаться на заводе RENOLD, влюблены в свое дело.

Оборудование на заводах стран Австрии, Германии, Великобритании – это стандартное оборудование: кривошипные пресса, имеющие правильно-подающие механизмы и работающие из рулонной заготовки в автоматическом режиме. Ролик и втулку изготавливают цельными методом холодной высадки из проволоки на холодновысадочных станках. Термическая обработка производится в закалочно-отпускных агрегатах проходного типа с защитной атмосферой, а также в барабанных, вращающихся печах циклического действия. Сборочные машины циклического последовательного действия с достаточно высокой производительностью.

Особое внимание уделяют высокому качеству деталей шарниров цепей. В том числе, по параметрам геометрии поверхностей. Как известно, долговечность цепи зависит от удельного давления в шарнире, который, в свою очередь, зависит от площади контакта деталей. В частности на это влияет точность формы поверхности втулки: бочкообразность, а также некруглость втулки в зоне стыка втулки с валиком. С некруглостью стыка многие производители традиционно борются с помощью ориентации шва втулки навстречу друг другу во внутреннем звене цепи. На немецком же заводе RENOLD дочерняя фирма Великобритании в городе Айнбек эту проблему решают изготовлением втулки холодновысадочным способом, без шва. Что, в своем роде, является уникальным технологическим приемом для такого соотношения длины и диаметра высадки. Кроме того, отсутствия бочкообразности добиваются путем придания втулке формы обратной бочкообразности, корсетности с последующей компенсацией формы в процессе запрессовки – (сборки внутренних звеньев). Применяется также насечка (накатка) краев втулки, что увеличивает усилие проворота втулки в пластине без увеличения натяга и усилия запрессовки, что приводит к уменьшению бочкообразности втулок.

Еще одна особенность немецкого производства - специальная обработка поверхности, при которой образуются микроскопические поры, впитывающие и удерживающие смазку на поверхностях деталей шарнира.

Эти и другие приемы немецкие партнеры в целом не скрывают. Однако размеры и другие конкретные данные не предоставляют, объясняя тем, что их легко подобрать лет за 30 практической работы.

Однако, неоправданно высокая цена на продукцию европейских производителей приводит к тому, что на рынке только 20% цепей собственного производства. Остальная продукция имеет клеймо европейской торговой марки, но произведена в Китае. Эта продукция перед выходом на рынок проходит систему входного контроля на европейских заводах, под чьей торговой маркой произведена.

Проблемы украинского потребителя роликовых и втулочных приводных цепей. Борясь за доходы, украинские продавцы цепей большую часть товара завозят на рынок цепей из Китая и стран Азии. Специалистами научно-производственного объединения «Промтехконструкция» г. Краматорск была проведена большая работа по изучению существующих технологий производства цепей на китайских заводах. Со многими представителями китайского производства цепей были организованы встречи на выставке в Ганновере (Германия). Представители НПП «Промтехконструкция» (г. Краматорск) посетили и другие заводы в Китае. Подводя итоги, можно сказать, что в Китае находится около 140 заводов производителей цепей. Это и высокомеханизированные и автоматизированные заводы, и небольшие предприятия, где сборка ведется вручную в небольших цехах.

Характерная особенность современных китайских заводов с высоким уровнем механизации и автоматизации – высокая степень автоматизации и наличие системы управления качеством, цеха, в которых не видно людей, а только ряды прессов, работающих из рулона в автоматическом режиме. Однако продукция таких заводов имеет уже не самую низкую цену. Поэтому на рынок Украины попадает, в основном, продукция дешевых китайских производителей.

В настоящее время существует две проблемы отечественного потребителя: это высокая степень риска получить некачественную не проверенную продукцию из дешевых заводов стран Азии и, с другой стороны, вероятность переплаты за неоправданно дорогую продукцию заводов Европы.

Для оценки соотношения цена - качество, которой так не хватает украинскому потребителю, необходим инструмент в виде независимой лаборатории, в добровольном порядке оценивающей продукцию по многим параметрам. Такие работы могли бы проводиться на базе, в том числе и на НПП «Промтехконструкция» (г. Краматорск), на котором уже имеются отдельные приборы (инструменты для металлографического контроля, некоторые стенды для динамических испытаний и т.д.). Однако такие работы могут проводиться только при обязательной методической и научной поддержке со стороны традиционной «цепной» науки, в частности, сохраненной специалистами Тернопольского национального технического университета имени Ивана Пулюя.

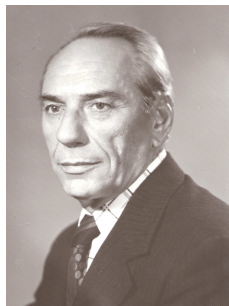
Еще одним решением могла бы стать обязательная сертификация продукции, попадающей на украинский рынок цепей. Однако в нашей стране есть вероятность, что подобное решение могло бы принести больше вреда, чем пользы. И могло бы стать лишь дополнительным препятствием для предпринимателей и потребителей.

В заключение хотелось бы надеяться, что конференция примет соответствующие решения, в котором в очередной раз будет аргументирована необходимость государственной поддержки научных исследований в области обеспечения высокого качества не только приводных роликовых и втулочных цепей общего назначения, но и приводных роликовых цепей повышенной прочности и точности для буровых установок нефтегазодобывающего оборудования.



Илья Петрович Глушенко

профессор, доктор технических наук, основопологатель научной школы з тематики проектирования цепных передач. Научный руководитель кандидатской диссертации профессора Дубиняка Степана Андреевича



В ПОИСКАХ НОВОГО ЗНАНИЯ

В целях более полного привлечения научного потенциала вузов Украины к решению проблем научно-технического прогресса в различных отраслях народного хозяйства Министерство высшего образования в конце 1961 года приняло постановление об укреплении материальной базы существующих в вузах и созданию новых проблемных и научно-исследовательских лабораторий.

Согласно этому постановлению во Львовском политехническом институте, ныне Национальный университет "Львовская политехника", создавались новые проблемные и научно-исследовательские лаборатории, в том числе и научно-исследовательская лаборатория "Динамика машин и передач с гибкой связью" при кафедре "Детали машин" механического факультета. Вопрос о том, какими передачами гибкой связью будет заниматься лаборатория, решился в пользу цепных передач по двум таким обстоятельствам. До создания лаборатории, начиная с 1948 г., на кафедре проводились исследования цепных конвейеров и передач, было защищено две кандидатские диссертации. На первом Всесоюзном координационном совещании по цепям (г. Краснодар, сентябрь 1962 г.), утвердившем план научно-исследовательских работ по цепной тематике на 1963-1965 гг., наряду с известными в то время центрами по исследованию цепных передач в Ижевском механическом и Московском станкостроительном институтах в качестве исполнителя по темам из раздела

"Расчет и проектирование цепей и цепных передач" был утвержден Львовский политехнический институт.

Комплектование штата научных сотрудников лаборатории проводилось молодыми инженерами-механиками, успешно окончившими механический или нефтяной факультеты, которым предоставлялось право после одного-двух лет работы в лаборатории поступать на учебу в аспирантуру по профилю кафедры "Детали машин". В числе первых на должности младших научных сотрудников были зачислены С. А. Дубиняк, А. А. Петрик, Я. А. Максимович; старшего инженера - О. В. Ратич. Первым аспирантом от лаборатории был И. И. Зубченко. Штатными сотрудниками лаборатории, а затем и аспирантами, были В. Е. Рыбак, В. Т. Павлице, О. И. Пилипенко и др. Должности механика и инженера были заняты профессионалами своего дела И. П. Мищенко и С. И. Видетенко, положительный вклад которых в создание стендов и приборов контроля параметров цепей и цепных передач трудно переоценить.

Наряду с бюджетной тематикой, соответствующей координационному плану НИР на 1963-1965 гг. для цепной отрасли, лаборатория проводила работы и по хозяйственным договорам, в выполнении заданий которых принимали участие большинство сотрудников кафедры "Детали машин", в их числе Ю. Г. Гаршнев, Ю. К. Никольский, Е. М. Гарасюк, М. А. Куцин и др., в последующем подготовившие и защитившие кандидатские диссертации по тематике лаборатории.

Всесоюзным координационным совещанием по цепям (1963 г.) было отмечено, что конструирование, изготовление цепей и цепных передач проводится по устаревшим методикам и технологиям. Необоснованный выбор типоразмера цепи без учета условий работы передачи, некачественный монтаж и отсутствие системного обслуживания обуславливают их низкие виброустойчивость, долговечность и надежность, при которых потери от простоев имеют непредсказуемые размеры. Расход цепей на запасные части достигает 25% их производства. Эта оценка послужила основанием как для выбора объекта и методологических основ его исследования, так и научной направленности исследований, выполняемых штатом лаборатории и привлеченным к работе хозяйственным договорам сотрудников кафедры.

Объектом исследования в качестве базовой модели была выбрана наиболее применяемая открытая двухваловая цепная передача, оснащенная роликовой цепью с прямыми пластинами, которая по своей конструкции является разноразмерной по шагу. Важно отметить, что начальная разноразмерность цепи в процессе эксплуатации передачи постоянно возрастает, обуславливая увеличение неравномерности хода цепи и ведомой системы, повышение вибраций ветвей и динамических нагрузок, уменьшение срока службы цепи как по износу ее шарниров, так и по усталостной прочности цепи.

Поскольку разноразмерность шага цепи влияет почти на все процессы, сопровождающие работу цепной передачи, исследования проводились комплексно. Ответственными исполнителями по отдельным подтемам были назначены научные сотрудники и аспиранты лаборатории. На них дополнительно возлагались обязанности консультанта по данной подтеме, координации работ по подготовке и оформлению результатов научных исследований. Так в свое время выглядел список ответственных исполнителей и курируемых ими подтем.

Аспирант И. И. Зубченко - Исследование размерных параметров втулочно-роликовых цепей.

Младший научный сотрудник С. А. Дубиняк - Влияние разноразмерности шага роликовой цепи на кинематические и динамические параметры передачи.

Младший научный сотрудник А.А.Петрик - Исследование роликового цепного зацепления.

Старший інженер О. В. Ратич - Проектирование, изготовление и испытание приборов и устройств для исследования цепных передач.

Младший научный сотрудник Я.А.Максимович - Разработка метода и средств контроля исходной точности роликовой цепи с целью усовершенствования технологического процесса ее производства.

Младший научный сотрудник В. Т. Павлыще - Исследование влияния размерных параметров приводных роликовых цепей на динамику цепных приводов.

Аспирант В. Е. Рыбак - Исследование соударений роликовой цепи с зубьями звездочек.

Аспирант О. И. Пилипенко - Исследование динамических процессов в цепных передачах, возмущаемых эксцентриситетами звездочек.

В целях повышения квалификации сотрудников лаборатории систематически проводились заседания научного семинара, на которых рассматривались вопросы применения методов математической статистики и теории вероятностей для обработки результатов измерения отклонений таких параметров передачи как шаг цепи, перемещение и скорость цепи, усилие в ветви и т.п. от своих номиналов; разработки и создания приборов и устройств для измерения шага цепи; определения закономерностей перемещения шарнира цепи по зубу звездочки работающей передачи; фиксации мгновенного положения ветви передачи, совершающей колебания; определения продольной жесткости цепи и т.п. Завершенные исследования обсуждались на семинарах с целью оценки удачных методов их проведения и выявления элементов новизны как нового знания. Исследование считалось научным, если после его завершения создавалось новое знание. Регулярно обсуждались подготовленные к опубликованию статьи, доклады на семинарах и конференциях и т. п.

Лаборатория и ее сотрудники поддерживали и укрепляли научные контакты с подобными лабораториями в Ижевском механическом институте и Мосстанкине, ЦКБ ЦП и У в Москве, с отдельными заводами-производителями цепей в городах Даугавпилс, Тула, Новосибирск, Краснодар, с ОКТБ по мотовелоцепям, сельскохозяйственным машинам, принимали участие в научных конференциях, опубликовывали свои статьи с сборниках ЛПИ и союзных технических журналах, сдавали кандидатские экзамены и готовили диссертации.

На втором Всесоюзном координационном совещании по цепям (г.Краснодар, май 1967г.), где при обсуждении НИР присутствовала наша делегация, результаты научно-исследовательской работы лаборатории "Динамика машин и передач с гибкой связью" Львовского политехнического института были оценены достаточно высоко, а направление исследований одобрено.

К этому времени автор статьи, руководивший научно-исследовательской лабораторией, в 1964 г. защитил докторскую, а И.И.Зубченко - кандидатскую диссертации. В 1968 г. А. А. Петрик, С. А. Дубиняк, В. Е. Рыбак успешно защитили кандидатские диссертации, а несколько позднее этой степени были удостоены В. Т. Павлыще и О. И. Пилипенко.

В 1966 г. И. И. Зубченко и в 1968 г. С. А. Дубиняк переехали на постоянную работу в г.Тернополь в филиал Львовского политехнического института (ныне Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя), а в 1967 г. - я и в 1969 г. А. А. Петрик переехали на постоянную работу в г.Краснодар в политехнический — институт - ныне Кубанский государственный технологический университет. Это обстоятельство, однако, не привело к потере интереса к исследованию цепных передач как у переехавших на новое место работы, так и оставшихся трудиться во Львовской лаборатории. По новым местам работы были созданы и вот уже более 25 лет успешно ведут исследования роликовых цепных передач группа ученых Тернопольского национального технического университета (научные руководители кандидаты технических наук С. А. Дубиняк и И. И. Зубченко) и группа Кубанского государственного технологического университета (научные руководители доктора технических наук А. А. Петрик, С.А. Метильков, С. Б. Бережной), ибо все то, что

было сделано Львовской научно-исследовательской лабораторией было лишь началом становления учения о построении и работе цепных передач.

Настоящую статью о событиях, связанных с созданием и работой НИЛ по исследованию цепных передач во Львовском политехническом институте, я писал как приятное воспоминание о моих коллегам по работе, талантом, умом, прилежанием которых были разработаны оригинальные методы исследования цепей и цепных передач и получены новые знания, положившие начало новой, а может быть пока Обновленной, теории их построения и расчета.

Из журнала «Вісник Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя» Том 4, Число 3 за 1999 г. с. 11-13, с исправлениями



Илья Ильич ИВАШКОВ

(1923-1996 г.г.).

Проблемы создания и эффективного применения средств механизации и автоматизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ имеют важнейшее государственное значение, оказывают непосредственное влияние на технический прогресс во всех отраслях экономики, поскольку указанные работы являются неотъемлемой частью технологии любого производства, связаны с реализацией важнейшей социальной задачи освобождения человека от тяжелого непроизводительного ручного труда.

Крупный вклад в решение этих задач, а также в развитие научно-технической деятельности в этой сфере внес Заслуженный деятель науки и техники РСФСР профессор доктор технических наук Илья Ильич Ивашков (1923-1996 г.г.).

И.И. Ивашков родился 2 августа 1923 г. в деревне Дракино Смоленской области. В 1940 г. он с отличием окончил среднюю школу и в том же году поступил в МВТУ им. Н.Э. Баумана, которое окончил в 1946 г. по специальности «Подъемно-транспортные сооружения». С 1946 г. по 1960 г. работал в головном Всесоюзном научно-исследовательском институте подъемно-транспортного машиностроения ВНИИПТМАШ. Со времени основания в 1960 г. возглавлял Центральное конструкторское бюро цепных передач и устройств. С 1971 г. - на преподавательской работе во Всесоюзном заочном политехническом институте (ВЗПИ, в настоящее время – Московский государственный открытый университет). С 1992 г. по 1995 г. осуществлял научное и практическое руководство созданным по его инициативе и активном участии научно-производственным предприятием «Подъемтранссервис».

За время работы во ВНИИПТМАШ И.И. Ивашков выполнил большой комплекс исследований по созданию основ конструирования и усовершенствования многих видов подъемно-транспортной техники. Их результаты, обобщенные в научных трудах, публикациях и книгах «Подъемники», «Эскалаторы», «Контактная прочность», «Машины непрерывного транспорта» (1-е и 2-е издания), «Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин» (1-е и 2-е издания), «Элементы объемных гидроприводов» и др., оказали существенное влияние на совершенствование конструкций и эффективное использование многих видов подъемно-транспортной и военно-транспортной техники. Особенно значительное влияние эти работы оказали на развитие эскалаторо-, лифто- и конвейеростроения – основных технических средств транспортирования людей и массовых грузов. В частности, И.И. Ивашковым на основе его капитальных исследований изнашивания реальных машин разработаны более долговечные конструкции бегунков и настилов эскалаторных ступеней, обоснована возможность многократного продления сроков службы тяговых цепей эскалаторов, выявлены и устранены причины катастрофического

изнашивания механизмов шлюзовых затворов. Благодаря этому в несколько раз увеличены периоды между капитальными ремонтами укатанных машин и механизмов, что обеспечило нормальное функционирование метрополитенов и судоходных каналов в условиях непрерывного возрастания объемов перевозок.

Работая начальником Центрального конструкторского бюро цепных передач и устройств при Всесоюзном научно-исследовательском и проектно-технологическом институте угольного машиностроения - ВНИИПТУглемаш, а с 1964 г. по 1971 г. заместителем директора этого института по научной работе, И.И. Ивашков руководил большим комплексом исследований и инженерных разработок, связанных с кардинальным повышением технического уровня производства шарнирных цепей, горнодобывающей и горно-транспортной техники.

Разработанные им в эти годы научные и инженерные основы конструирования, обеспечения надежности и экономичности шарнирных цепей явились новым научным направлением в этой области техники и способствовали существенному ее прогрессу. На основе его капитальных работ (монографии «Исследование работы тяговых пластинчатых цепей», «Пластинчатые цепи», «Новое в конструировании и технологии производства цепей», «Цепные передачи», «Шарнирные цепи», а также докторская диссертация и многочисленные публикации) под его руководством и при непосредственном участии разработаны новые стандарты на все виды шарнирных цепей, новые конструкции цепей и технологии их изготовления, осуществлена реконструкция массового производства цепей на десятках предприятий страны. В результате этого их продукция была выведена на уровень лучших мировых образцов, что обеспечило существенный прогресс во многих отраслях техники – традиционных потребителях шарнирных цепей: подъемно-транспортное, строительно-дорожное, сельскохозяйственное машиностроение, производство мотоциклов, велосипедов и др.

В этот период существенный вклад И.И. Ивашков внес в совершенствование конструкций, технологий и производства скребковых конвейеров, комбайнов, стругов, механизированных крепей, горно-режущего инструмента и особенно значительный - в конструкции, технологии и наращивание производства высокопрочных круглозвенных цепей - основного элемента многих из указанных машин. Его заслуги в этой области были отмечены орденом Трудового Красного Знамени.

Выдающимся является вклад И.И. Ивашкова в решение проблемы комплексной механизации и автоматизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ. Возглавляя с 1977г. Научный совет ГКНТ СССР, а с 1989г. – Комитет по указанной проблеме при Правлении Союза НИО СССР, работу ряда государственных комиссий по оценке и повышению технического уровня подъемно-транспортной техники, он непосредственно руководил формированием и реализацией государственной научно-технической политики и программ по этой важнейшей межотраслевой проблеме. Новые подходы к ее решению, изложенные в монографии «Подъемно-транспортное оборудование. Современное состояние развития механизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ и технических средств их выполнения» (в трех томах), а также в многочисленных публикациях, получили отражение в правительственных документах и были положены в основу работы над концепцией долгосрочного прогноза развития комплексной механизации и автоматизации указанных работ.

Заведуя почти четверть века (с 1971 г. по 1996 г.) кафедрой «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины» в ВЗПИ, И.И. Ивашков внес большой вклад в подготовку научно-технических кадров по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование». Он автор четырех учебников. Учебник по сформированному им новому учебному курсу «Монтаж, эксплуатация и ремонт ПТМ» содержит ряд оригинальных разделов, отражающих его личные научные достижения в области инженерных методов обеспечения надежности машин. По многим специальным учебным курсам им разработаны учебные программы, положенные в основу их обновления. Кафедрой, руководимой

И.И.Ивашковым, подготовлено более 1000 инженеров-механиков, а им лично - 12 кандидатов наук. Большую работу по совершенствованию подготовки инженеров и научных кадров для сферы создания и использования подъемно-транспортной техники и средств механизации и автоматизации он осуществлял в качестве одного из руководителей научно-методического совета по специальности «Подъемно-транспортные машины» Минвуза СССР, члена научных советов по присуждению ученых степеней, а также в экспертных советах ВАК СССР по машиностроению и транспорту.

Крупный вклад в развитие многих областей инженерной науки, техники и технологии И.И. Ивашков внес своей многогранной и плодотворной изобретательской деятельностью. Широкое внедрение его изобретений на сотнях предприятий многих отраслей промышленности, строительства и сельского хозяйства обеспечило существенный прогресс в развитии ресурсосберегающих транспортных систем в мельнично-элеваторной, комбикормовой, мукомольной промышленности, сельском хозяйстве и других сферах.

И.И. Ивашков – автор 217 печатных работ, в том числе 32 изобретений, 19 зарубежных патентов, более 20 монографий и учебников, а также более 150 рукописных научных работ и инженерных разработок.

Своей научной, инженерной, педагогической и общественной деятельностью И.И. Ивашков, в целом, внес выдающийся вклад в инженерную науку, технику и технологии, что способствовало техническому прогрессу многих отраслей промышленности, транспорта, строительства, сельского хозяйства.

Человек неординарного склада мышления, имевший обширные знания и уникальный опыт во многих областях инженерной деятельности, ученый, педагог, деятель промышленности, умевший ставить и решать задачи на важнейших направлениях науки, образования и производства, – Илья Ильич в обычной жизни отличался замечательным чувством юмора, способностью точно оценивать происходящее, был доступен и прост в обращении с людьми, с пониманием и сочувствием относился к их проблемам, с готовностью оказывал необходимую помощь и поддержку. Увлеченность творчеством, незаурядные работоспособность и умение доводить задуманное до практического завершения не зависели у него от настроения, внешних обстоятельств, даже от состояния здоровья, и вызвали уважение окружающих. Энергичным, полным сил и планов, в расцвете интеллектуальных возможностей, Илья Ильич оставался до тех пор, пока нелепая случайность неожиданно не оборвала его жизнь.

Из журнала «Подъемно-транспортное дело» №2 за 2003 г. с 25-26, с исправлениями



УДК 621. 855

Олег Пилипенко, професор

*Чернігівський державний технологічний університет,
14027, м. Чернігів, вул. Шевченка, 95*

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ, КОНСТРУЮВАННЯ І ВИГОТОВЛЕННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ПРИВОДІВ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ

Oleg Pilipenko

**MODERN TECHNOLOGIES OF COMPUTATION, DESIGNING AND MANUFACTURING
OF CHAIN DRIVES FROM POLYMERIC COMPOSITES**

Dynamic approach to computation of chain drives, features of their designing and technology of making of sprockets and chains from polymeric composites are presented. Questions of structural, parametrical optimization and automation of designing and manufacturing of chain drives are considered.

Застосування полімерних композитів у якості матеріалів деталей ланцюгових передач вимагає перегляду як методів розрахунку, конструювання, так і технології їх виготовлення. Актуальність проблеми полягає в тому, що в результаті зміни матеріалу змінюються пружні, інерційні і демпфіруючі параметри динамічної системи, що веде до необхідності зміни розрахунків, традиційних для металевих ланцюгових передач.

Під час виконання традиційного розрахунку за критерієм зносостійкості ланцюга виходять з припущення пропорційності площі опорного перерізу шарніра та руйнівного навантаження квадрату кроку ланцюга. Проте, ця умова має місце тільки для ланцюгів, виконаних за стандартом DIN, де максимально допустимий тиск в шарнірі під час прикладання зусилля, яке дорівнює руйнуючому навантаженню, для ланцюгів всіх типів є постійною величиною. Приводні роликові ланцюги різного типу за ГОСТ 13568-75 мають неоднакове співвідношення вказаних параметрів, що призводить до того, що при однаковому тиску в шарнірах коефіцієнти запасів міцності для кожного типу ланцюга будуть різними.

В основу рекомендованого методу покладений розрахунок терміну служби ланцюга за зносостійкістю шарнірів з врахуванням залежності між тиском в шарнірі та його спрацюванням (швидкістю ковзання). Відмінною особливістю такого розрахунку є те, що в якості допустимого коефіцієнта запасу міцності застосовано загальномашинобудівний коефіцієнт 2,5 (а не традиційні 5...54), оскільки ланцюг підбирається виходячи з терміну служби.

Розрахунок проводиться в два етапи. 1. Максимальне зусилля в ланцюзі під час пуску для запобігання його розриву $F_{1\max}$ визначається з розв'язку системи рівнянь у відповідності з вибраним законом розгону двигуна. Для цього розраховуються числові значення величин приведених мас m_i (виходячи з заданих моментів інерції), жорсткостей віток ланцюга c_i , коефіцієнт демпфірування η . Розраховується коефіцієнт запасу міцності за розривним зусиллям Q : $k_1 = Q / F_{1\max}$. 2. Визначення зусилля у ведучій вітці ланцюгового контуру $F_{2\max}$ під час усталеного руху, виходячи з деформації вітки ланцюга X_A , на підставі отриманого значення якого розраховується коефіцієнт запасу міцності: $F_{2\max} = c \cdot X_A$; $k_2 = Q / F_{2\max} + F_c$, де F_c – величина сил опору на виконавчому механізмі привода. . Окрім цього, якщо це необхідно, розраховується співвідношення частот власних коливань і збурень для уникнення попадання в резонансну зону частот обертання.

Методологічно проектування n -масової ланцюгової передачі розглядається як сукупність двох основних задач: вибору структури (структурного синтезу) і вибору числових значень параметрів отриманої структури (параметричного синтезу). Будемо розрізняти системний, функціональний, конструктивний і технологічний етапи проектування.

На системному етапі здійснюється аналіз роботи динамічної системи ланцюгової передачі в цілому і її декомпозиція за структурним принципом у вигляді самостійних підсистем (двомасових модулів – парціальних систем) для наступних етапів проектування.

На функціональному етапі проектування формується математична модель у вигляді системи диференціальних рівнянь, які описують структуру та функціонування динамічної системи багатомасової ланцюгової передачі. На такій моделі можна здійснювати математичні (імітаційні) експерименти, пов'язані з вибором параметрів у діалоговому або автоматичному режимах.

На конструктивному етапі основною є задача синтезу параметрів: координат розташування і орієнтації зірочок (топології), міжосьових відстаней, кутів охоплення, типу, кроку та інших параметрів ланцюга і зірочок.

Задачею технологічного етапу проектування є синтез технологічного процесу у вигляді послідовності виробничих операцій обробки поверхонь деталей (для традиційних металевих зірочок і ланцюгів) або об'ємного виготовлення деталей за одну технологічну операцію на термопластавтоматах з полімерних композитів, складання і контролю.

Структурний синтез здійснюється на основі побудови оптимальної структурної схеми, яка складається з суми двомасових модулів (дві зірочки, з'єднані віткою ланцюга), тобто з

суми парціальних систем, які топологічно формують практично будь-яку множину ланцюгових передач з будь-якою кількістю мас, розташованих різним чином у декартовій системі координат. При цьому враховані всі можливі випадки розташування зірочок у ланцюговому контурі та умови, при яких структурна схема багатомасової ланцюгової передачі є геометрично сумісною, а її конструктивна реалізація – можливою.

Проводиться параметрична оптимізація такої модульної ланцюгової передачі за займаним нею об'ємом (масою) і параметричною функцією, яка включає максимальні довговічність, коефіцієнт корисної дії і опір зношуванню (при збереженні мінімального об'єму). В якості цільової функції під час оптимізації багатомасової ланцюгової передачі за критеріями віброактивності прийняті амплітуди динамічних навантажень і найбільш інтегральна характеристика – коефіцієнт динамічності ланцюгової передачі, який залежить, зокрема, від середньоквадратичних абсолютних значень максимальних динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру.

Динамічний підхід застосований також для вирішення задачі розташування натяжних зірочок за допомогою побудови карт динамічної завантаженості і налагодження ланцюгової передачі, що дає можливість конструктору бачити, як змінюються динамічні характеристики при варіюванні розташуванням натяжної зірочки, і вибрати таке її положення, при якому всі динамічні характеристики мінімізуються.

Розроблений комплекс автоматизованого оптимального проектування n -масових ланцюгових передач POSCD, побудований за блочним принципом модульного проектування у вигляді пакетів прикладних програм геометричного, силового і динамічного розрахунків, який дозволяє конструктору, працюючи у діалоговому режимі з ПК, побудувати ланцюговий контур, що містить від 2 до 24 мас (зірочок) і задовольняє як технічному завданню, так і вимогам оптимального проектування: мінімальним вартості, матеріаломісткості, займаному об'ємі, масі і високій динамічній якості. Комплекс дозволяє здійснити імітаційне моделювання роботи ланцюгових передач на ПК, яке забезпечує швидкий і всебічний аналіз впливу різних параметрів: координат розташування центрів зірочок, частот їх обертання, умов експлуатації, типів і рядності ланцюгів, способів змащування, потужностей, термінів служби, величин обертових мас і застосовуваних матеріалів.

Нові динамічні підходи до розрахунку параметрів, конструювання, виготовлення, монтажу і налагодження ланцюгових передач, пов'язані з переходом на автоматизоване оптимальне проектування і використання полімерних композитів дають можливість вибрати науково обґрунтовану сукупність оптимальних значень їх параметрів, при яких ще на стадії проектування забезпечується висока динамічна якість ланцюгової передачі мінімальних віброактивності, матеріаломісткості та енергоспоживання.



УДК 621. 825. 001. 24

Володимир Павлице, професор; Андрій Кичма, доцент; Ростислав Предко
*Національний університет „Львівська політехніка”,
Україна, 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12*

ГРАФІЧНИЙ МЕТОД ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ КЛИНОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ

Vladimir Pavlyshche; Andriy Kychma; Rostislav Predko

GRAPHIC METHOD OF SELECTION PARAMETERS V-BELT TRANSMISSIONS

A simplified method for selecting the parameters of V-belt transmissions is considered. This method allows to choose the type of wedge belt and pulley diameters for V-belt transmission, depending on the conditions of its operation. The method is based on the norms of ISO 5292 - 80 and the national standard GOST 1284.3 – 96.

Двошківні клинопасові передачі, які стандартизовані у міжнародному масштабі, широко застосовують у приводах різноманітних машин та окремих елементів технологічного обладнання. Розрахунок і конструювання таких передач здійснюється на основі національних стандартів, які базуються на нормах ISO 5292 – 80.

Особливістю розрахунків клинопасових передач за ГОСТ 1284.3 – 96 є те, що за заданими потужністю, на передавання якої розраховується передача, передаточним числом u і за частотою обертання ведучого шківів чи його кутовою швидкістю ω_1 попередньо вибирається за відповідною номограмою рекомендований тип поперечного перерізу приводного клинового паса, а відтак назначаються діаметри шківів передачі. Закінчується розрахунок встановленням необхідної кількості приводних пасів передачі. Такий розрахунок є досить неоднозначним, оскільки вимагає закруглення розрахункової кількості приводних пасів до цілого числа, не дає попередньої уяви про габарити передачі і, крім цього, вимагає використання громіздких таблиць, які наводяться у згаданому стандарті. Все це потребує кількарізних перерахунків клинопасової передачі для досягнення раціонального результату і найповнішого забезпечення нормативної навантажувальної здатності приводних пасів.

Пропонується графічний метод вибору параметрів двошківних клинопасових передач, який базується на безпосередньому встановленні за номограмами необхідного типу перерізу клинового паса і діаметра ведучого шківів передачі за попередньо встановленим розрахунковим обертовим моментом на ведучому шківі і за заданою частотою обертання ведучого шківів. Розрахунковий обертовий момент враховує режим навантаження і роботи пасової передачі, її тягову здатність і рекомендоване співвідношення [1] між міжосьовою відстанню a пасової передачі і діаметрами шківів d_1 і d_2

$$a = (1...3)(d_1 + d_2) = (1...3)d_1(1 + u). \quad (1)$$

Вихідною умовою для побудови номограм є рівність максимального напруження у приводному клиновому пасі і граничного напруження σ_{lim}

$$\sigma_1 + \sigma_{3z} + \sigma_v = \sigma_{lim}. \quad (2)$$

Окремі складові максимального напруження, такі як напруження σ_1 від передавання корисного навантаження, напруження σ_{3z} від згину паса і напруження σ_v від дії на пас відцентрових сил визначаються за такими залежностями [2]:

$$\sigma_1 = \frac{1 + [\varphi] 2 \cdot 10^3 T_1}{2[\varphi] d_1 A}; \quad \sigma_{3z} = \frac{7,5 b_0^{1,57}}{d_1}; \quad \sigma_v = 1,27 \cdot 10^{-3} V^2. \quad (3)$$

В записаних виразах: T_1 – номінальний обертовий момент на ведучому шківі, на передавання якого розраховується пасова передача (Н·м); $[\varphi]$ – розрахунковий коефіцієнт тяги передачі, який враховує конкретні експлуатаційні умови роботи передачі; A – площа поперечного перерізу клинового паса (мм²); b_0 – розрахункова ширина клинового паса (мм); V – швидкість паса (м/с).

Граничне напруження у приводному клиновому пасі на підставі використання діаграм витривалості паса [1,2] і виразу (1) представляється у вигляді

$$\sigma_{lim} = 8,401 \sqrt{\frac{1 + u}{\omega_1}}. \quad (4)$$

Розрахунковий коефіцієнт тяги передачі визначається за залежністю

$$[\varphi] = \varphi_0 C_\alpha C_z / C_p, \quad (5)$$

де $\varphi_0 = 0,67$ – базове значення коефіцієнта тяги [2], C_p – коефіцієнт режиму навантаження і роботи передачі, а C_z – коефіцієнт, що враховує кількість z приводних пасів у передачі. Коефіцієнти C_p і C_z безпосередньо задаються в ГОСТ 1284.3 – 96, а коефіцієнт C_α , що враховує кут охоплення шківів пасом, з достатньою точністю можна визначити за виразом $C_\alpha = 1 - 0,1(u_1 - 1)/(u_1 + 1)$.

Якщо ввести позначення для розрахункового обертового моменту на ведучому шківі

$$T_{1p} = \frac{T_1}{z} \frac{1 + [\varphi]}{2[\varphi]}, \quad (6)$$

то на підставі виразів (2), (3) і (4) отримаємо залежність

$$T_{1p} = 10^{-3} A d_1 \left[4,211 \sqrt{\frac{1+u}{\omega_1}} - \frac{3,75 b_0^{1,57}}{d_1} - 0,16 \cdot 10^{-9} \omega_1^2 d_1^2 \right]. \quad (7)$$

Записаний вираз (7) дозволяє побудувати графіки залежності T_{1p} від ω_1 з врахуванням d_1 і u для приводних клинових пасів стандартизованих типів перерізів Z, A, B, C, D і E. За допомогою таких графіків, маючи попередньо підраховане за (5) і (6) значення T_{1p} і відповідну ω_1 , можна безпосередньо встановити для передачі потрібні тип перерізу клинового паса і діаметр d_1 ведучого шківів з врахуванням передаточного числа передачі і умов її експлуатації. Тут зауважимо, що для випадку, коли $\varphi_0 = 0,67$, $C_p = C_\alpha = C_z = 1$, результати наведеного методу вибору параметрів клинопасової передачі збігаються з вимогами, що наведені в таблицях ГОСТ 1284.3 – 96 з похибкою, що не перевищує 5 %.

Література

1. Павлище В. Т., Предко Р. Я. Метод розрахунку клинопасових передач за коефіцієнтами запасу міцності приводних пасів // Вісник Нац. ун-ту „Львівська політехніка”. – 2011. – № 701. – С. 84 – 88.
2. Пронин Б. А., Овчинникова В. А. Расчет клиноременных передач. „Вестник машиностроения”. – 1982. – № 3. – С. – 23 – 26.



УДК 62-231:621.9.04

Юрій Кузнецов, професор; Олексій Самойленко; Сергій Савицький
Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут"
просп. Перемоги, 37, м. Київ, 03056

ВЕРСТАТ ДЛЯ ОБРОБКИ ПОЛІГОНАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ З ЛАНЦЮГОВИМИ ПЕРЕДАЧАМИ

Yuri Kuznetsov; Oleksiy Samoylenko; Sergey Savitskiy

MACHINE TOOLS FOR POLYGONAL SURFACES WITH CHAIN DRIVE

Considered the current design of the machine stand for processing fine-sized polygonal surfaces by kinematic adjustment. To coordinate and rotational movements of the tool parts used two chain transfer, one of which is made with adjustable gear ratio. Machine stand is designed for students laboratory work.

У наш час стрімкого розвитку науки про різання металів та способів їх різання все більше уваги приділяється новим прогресивним методам обробки, що веде за собою пошук способів зниження вартості завдяки простоті обладнання та зміні способів обробки. Одною з проблем, які слід вирішити, є проблема вибору та реалізації способів обробки складних полігональних поверхонь. В статті розглянутий один з найдешевших та простих способів обробки таких поверхонь, як внутрішніх, так і зовнішніх.

Таким способом є спосіб налагоджених кінематичних ланцюгів.

Суть способу обробки полігональних отворів [4, 5] полягає в наступному. Заготовка попередньо обробленим круглим отвором діаметром D обертається навколо своєї осі з постійною кутовою швидкістю ω_3 .

Інструмент типу зенкера радіусом обертається навколо своєї осі з постійною кутовою швидкістю ω_r та навколо осі заготовки з кутовою швидкістю ω_e причому вказані швидкості інструменту і заготовки зв'язані жорстким кінематичним співвідношенням, що залежить від числа граней оброблюваного отвору. Осі інструменту і заготовки паралельні і розташовані на відстані e (міжосьова відстань) одна від одної. Подача s інструменту здійснюється вздовж його осі. В результаті полігональний отвір формується у виді сліду замкненої циклоїдальної кривої – гіпоциклоїди.

Відповідно до способу вісь обертового інструменту зміщена щодо осі оброблюваного отвору заготовки l на величину:

– при парному числі n граней отвору:

$$e_m = \frac{D}{2} \left(\sec \frac{90^\circ}{n-1} - 1 \right);$$

– при непарному числі m граней отвору:

$$e_m = \frac{D}{2} \left(1 - \sec \frac{180^\circ}{m} \right),$$

де D – діаметр вписаного в отвір багатогранника кола.

При нерухомій заготовці ($\omega_3=0$) абсолютна кутова швидкість інструмента:

$$\vec{\omega}_a = \vec{\omega}_r + \vec{\omega}_e,$$

а відношення при кількості граней n :

$$\frac{\omega_e}{\omega_r} = \frac{n-1}{n}.$$

При рухомій заготовці ($\omega_3 \neq 0$)

$$\vec{\omega}_a = \vec{\omega}_r + \vec{\omega}_e + \vec{\omega}_3.$$

При парному числі m граней отвору кількість протилежно розташованих зубів інструменту дорівнює $z=2$, а діаметр описаного кола:

$$d = D \left(\sec \frac{180^\circ}{m} + 1 \right).$$

Практична реалізація способу налагоджених кінематичних ланцюгів була розроблена к.т.н. Самойленко О.В. (НТУУ "КПІ") у вигляді пристрою, встановлюваному, на токарний верстат мод. 1А616.

На кафедрі "Конструювання верстатів та машин" НТУУ "КПІ" у рамках студентського конструкторського бюро "Верстат" сконструйовано та складено верстат-стенд для обробки полігональних поверхонь, кінематична схема якого показана на рис. 1. Інструментальний шпиндель у вигляді модуля був виготовлений на заводі "Фіолент" (м. Сімферополь) за розробками кафедри. Робочий шпиндель був узятий від верстата для обточування кристалів алмазів мод. ШП-6.

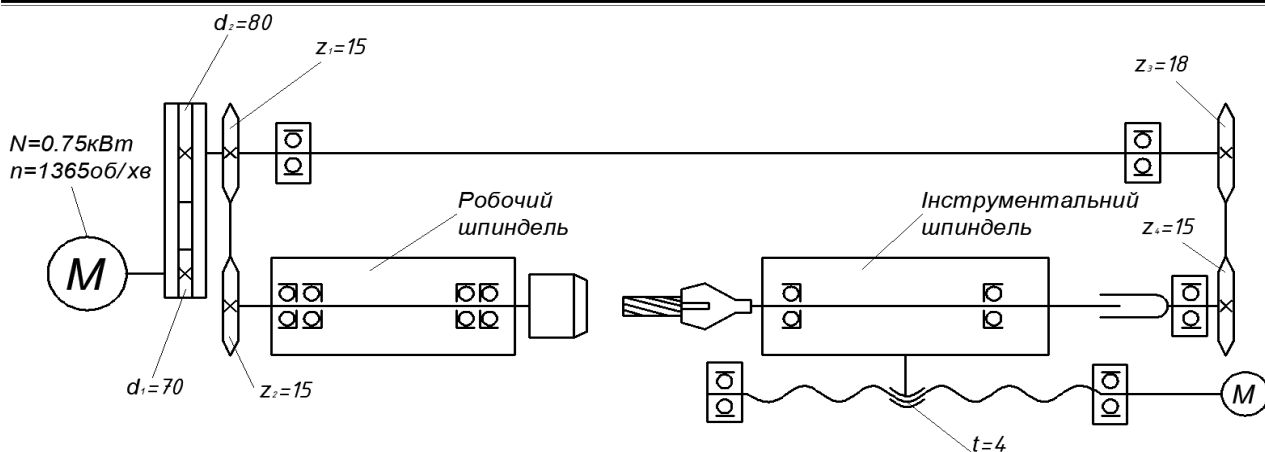


Рисунок. 1. Кінематична схема верстата-стенда для обробки полігональних отворів

Розглянемо кінематику верстата (рис. 1). Обидва шпинделя (для заготовки та інструментальний) жорстко кінематично зв'язані для забезпечення необхідної відносної частоти обертання заготовки та ріжучого інструмента. Шпindel для заготовки нерухомий, а інструментальний – рухомий вздовж своєї та осі шпинделя для заготовки, для забезпечення осьової подачі при різанні, ходовий гвинт має механізований привод. Для виготовлення деталей з полігональними отворами з різною кількістю граней та різними розмірами отворів верстат-стенд може бути укомплектований різними комплектами зірочок для ланцюгової передачі з основного розподільчого валу на інструментальній шпindel, який в свою чергу може налаштовуватися на різний ексцентриситет відносно головного шпинделя. Для обмеження осьового переміщення може бути передбачений регульований упор з кінцевим вимикачем для зупинки електроприводу подачі.

На діючому макеті верстата планується виконувати лабораторну роботу для якої будуть розроблені методичні вказівки.

Література

1. Кузнецов Ю.М., Самойленко О.В. Обработка полигональных поверхностей: Теория и практика. – К: ТОВ «ГНОЗИС», 2008. – 193с.
2. Самойленко О.В. Удосконалення токарних верстатів для обробки полігональних поверхонь методом кінематичного налагодження. Автореферат дис... канд. техн. наук. – Київ, 2006. – 20с.
3. Т. Кузманов, Й. Максимов, Х. Метев. Съвременни индустриални технологии. – Университетско издателство «Васил Априлов», Габрово, 2004. – 123с.
4. А.с. №47221 Республика България. Метод, устройство и инструмент на обработване на многостенни отвори, чрез събиране на въртениа около упосредни оси, върху стругов авомат., МКИ В23В 41/40 / Вачев А.А., Кузнецов Ю.Н., Алексиев С.Л., Максимов Й.Т., Пишалов И.П. – 1989, бюл. №6.
5. Патент України №40164А. Спосіб обробки зовнішніх полігональних поверхонь та пристрій для його реалізації. Заявка №2000047579 від 31.07.2000р., МПК В23В 41/04, опубл. 16.07.2001. Бюл. №6.



УДК 539.89: 621.7.043: 621.77: 621.777.01

Лев Роганов, професор; Олександр Періг, доцент; Олександр Стадник; Іван Матвеев
Донбаська державна машинобудівна академія, вул. Шкадінова, 72, м.Краматорськ

ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПЕРЕДАЧ ІЗ ГНУЧКИМ ЗВ'ЯЗКОМ У ПРЕС-ФОРМАХ ДЛЯ РІВНОКАНАЛЬНОГО КУТОВОГО ПРЕСУВАННЯ

Lev Roganov; Alexandr Perig; Alexander Stadnik; Ivan Matveev

APPLICATION OF FLEXLINK TRANSMISSION COMPONENTS
FOR EQUAL CHANNEL ANGULAR EXTRUSION DIES

New conventional die designs for equal channel angular extrusion (ECAE) with friction control at the workpiece's surface have been developed while conducting research focused on deformation unevenness reduction in worked materials. In the present research, friction control implementation is based on an application of flexlink transmission components, which closely embrace the workpiece deformation zone at the inlet and outlet die channel interface.

Нині процеси рівноканального кутового пресування (РККП) матеріалів широко застосовуються у металургії та машинобудуванні для поліпшення механічних властивостей металів, сплавів та композитів шляхом їх інтенсивного пластичного деформування [1-6]. Водночас динаміка перебігу процесів РККП характеризується формуванням застійних зон пластичної течії матеріалу, значною нерівномірністю розподілу деформацій за довжиною та перерізом оброблюваних заготовок і, як результат, наявністю крайового ефекту, що значно знижує технологічну ефективність процесів РККП [1-3]. Одним зі шляхів підвищення технологічної ефективності пристроїв для РККП в роботах Сегала В. М. та ін. [1], Русина М. М. [2], Росочовського А. [3], Періга О. В. та ін. [4-6] є виконання однієї зі стінок кутової прес-форми із можливістю відносного переміщення, що дозволяє керувати тертям на поверхні заготовки, інтенсивністю макроскопічної ротації у об'ємі деформівного матеріалу і, отже, деформованим станом у зоні осередку пластичного деформування заготовки.

Задля підвищення ефективності процесів РККП у даній роботі запропоновані і обґрунтовані нові раціональні конструкції 2θ -кутових прес-форм 1 із керуванням тертя на поверхні заготовок 2, 3 шляхом застосування елементів передач із гнучким зв'язком 4, 5 у зоні осередку пластичного деформування (рис. 1). Виконання рухомої стінки прес-форми у вигляді гнучкої в'язі 4, 5, яка щільно охоплює деформівну заготовку 3 в зоні сполучення перетинних каналів прес-форми 1, є ефективним шляхом до керування тертям на поверхні заготовки 3 упродовж РККП, а також подальшим розвитком схем С. J. Luis Pérez, коли забезпечується однаковість поперечного перерізу A заготовки не лише у вхідному та вихідному каналах, а і за всією довжиною оброблюваної заготовки у прес-формі 1 (рис. 1).

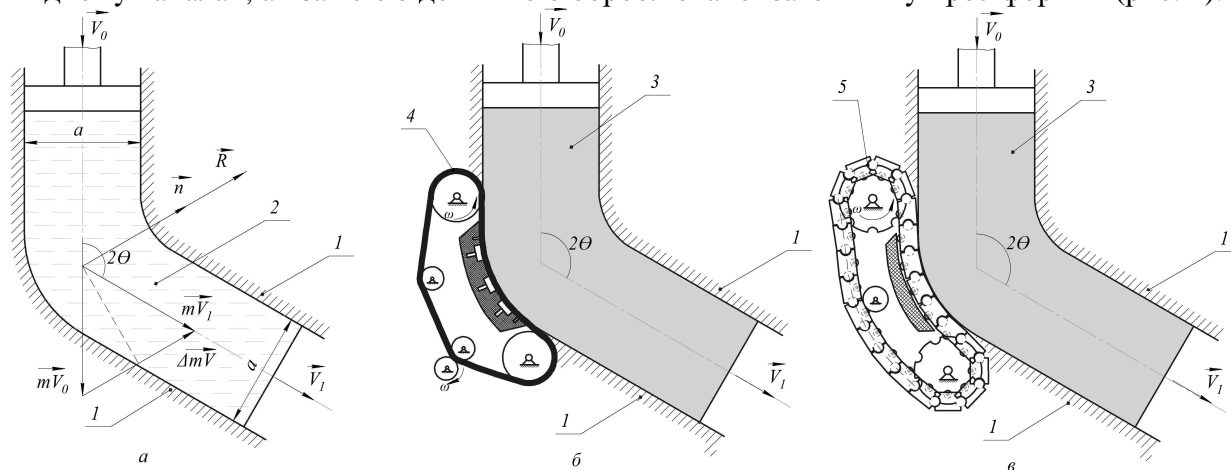


Рисунок 1. Прес-форми 1 для РККП матеріалів 2, 3 із використанням гнучких в'язів 4, 5: а – схема течії ідеальної рідини 2 через жорстку прес-форму 1; б – гнучка в'язь у вигляді замкненої угнутої стрічки 4 при РККП металу 3; в – реалізація напівгнучкої в'язі у вигляді замкненої угнутої ланцюгової передачі 5

Оцінити динамічну реакцію \vec{R} тиску ідеальної рідини 1 на зовнішню стінку 2θ -кутової прес-форми 2 (рис. 1а) можна на основі теореми про зміну кількості руху рідини $m\vec{V}$ як

$$\vec{R} = (2\rho AV^2 \cdot \cos \theta) \vec{n}, \quad (1)$$

де ρ – густина рідини, V – модуль швидкості рідини у вхідному та вихідному каналах, A – площа перерізу вхідного та вихідного каналів, 2θ – кут між вхідним та вихідним каналами, \vec{n} – орт головної нормалі, спрямованої у бік угнутості траєкторії частинок рідини.

Із врахуванням (1) маємо, що для нерухомої зовнішньої стінки $V_{r\text{ wall}} = 0$ динамічна складова сили тертя спокою, яка залежить від динамічної реакції \vec{R} , становить

$$F_{fr}^* = f^* |\vec{R}| = f^* (2\rho AV^2 \cdot \cos \theta), (2)$$

де f^* – коефіцієнт тертя спокою (рис. 1а). При використанні рухомих гнучких в'язей матимемо $V_{r\ wall} \neq 0$ і, отже, динамічна складова сили тертя ковзання є

$$F_{fr} = f |\vec{R}| = f (2\rho AV^2 \cdot \cos \theta), (3)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання, причому $F_{fr} < F_{fr}^*$ (рис. 1б, в). При виконанні зовнішньої стінки прес-форми для РККП у вигляді гнучкого рухомого зв'язку (рис. 1б, в), маємо

$$\text{If } (V_{wall} < V_0) \text{ then } \vec{F}_{fr} \uparrow \downarrow \vec{V}_0; \text{ If } (V_{wall} > V_0) \text{ then } \vec{F}_{fr} \downarrow \downarrow \vec{V}_0, (4)$$

тобто складова сили тертя ковзання на поверхні заготівки \vec{F}_{fr} , яка залежить від динамічної реакції \vec{R} , напрямлена проти руху заготівки ($\vec{F}_{fr} \uparrow \downarrow \vec{V}_0$), якщо швидкість гнучкої в'язі V_{wall} менша за швидкість V_0 кутового пресування ($V_{wall} < V_0$); складова сили тертя ковзання на поверхні заготівки \vec{F}_{fr} напрямлена за напрямом руху заготівки ($\vec{F}_{fr} \downarrow \downarrow \vec{V}_0$), якщо швидкість гнучкої в'язі V_{wall} більша за швидкість V_0 пресування ($V_{wall} > V_0$), а за однаковості швидкостей гнучкої в'язі V_{wall} та V_0 пресування ($V_{wall} = V_0$) матиме місце повне злипання гнучкої в'язі та деформівної заготівки, і, отже, складова сили тертя ковзання на поверхні заготівки \vec{F}_{fr} може навіть дорівнювати нулю.

Саме шляхом застосування елементів передач із гнучким зв'язком у 2θ -кутових прес-формах для РККП забезпечується керування тертям на поверхні оброблюваного матеріалу і, отже, керування деформованим станом у зоні осередку пластичного деформування заготовок.

Література

1. Segal V. M. Mechanics of continuous equal-channel angular extrusion / V. M. Segal // Journal of Materials Processing Technology. – 2010. – Vol. 210. – pp. 542-549.
2. Русин Н. М. Влияние температуры и маршрутов РКУП на форму порошков и формирующуюся в прессовках структуру / Н. М. Русин // Известия высших учебных заведений. Порошковая металлургия и функциональные покрытия. – 2009, № 2. – С. 27-32.
3. Olejnik L. Methods of fabricating metals for nano-technology / L. Olejnik, A. Rosochowski // Bulletin of the Polish Academy of Sciences. Technical sciences. – 2005. – Vol. 53. – N 4. – pp. 413-423.
4. Прес-форма для рівноканального кутового пресування: патент № 32665: МПК (2006) В21J 5/00 / Періг О.В., Подлесний С.В., Кутовий Л.В., Стадник О.М.; власник патенту Донбаська державна машинобудівна академія. — № u200800346; заявл. 10.01.08; опубл. 26.05.08, Бюл. № 10, 08 р. — 2 с.
5. Прес-форма для рівноканального кутового пресування: патент № 37296: МПК (2006) В21J 5/00 / Періг О.В., Подлесний С.В., Кутовий Л.В., Стадник О.М.; власник патенту Донбаська державна машинобудівна академія. — № u200807059; заявл. 21.05.08; опубл. 25.11.08, Бюл. № 22, 08 р. — 2 с.
6. Прес-форма для рівноканального кутового пресування: патент № 37322: МПК (2006) В21J 5/00 / Періг О.В., Подлесний С.В., Кутовий Л.В., Стадник О.М.; власник патенту Донбаська державна машинобудівна академія. — № u200807469; заявл. 30.05.08; опубл. 25.11.08, Бюл. № 22, 08 р. — 2 с.



УДК 621.880

Володимир Малащенко¹, професор; Олег Стрілець¹, аспірант;
Володимир Стрілець², доцент

¹Національний університет «Львівська політехніка», вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013

²Національний університет водного господарства та природокористування,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028

ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНИХ ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ

Volodymyr Malashtshenko; Oleg Strilec; Volodymyr Strilec

EQUIPMENT FOR EXPERIMENTAL RESEARCH OF STATIC AND DINAMIC PROPERTIES OF THE RESILIENT KEY CONNECTIONS

The design of equipment for experimental research of static and dynamic properties of the resilient key connections during transmission of the torque from shaft to hub or otherwise with cyclic, shock long and shock short-term loading and excessive overload causing executive devise failure, with or without consideration of energy losses in these connections are described.

Зірочки ланцюгових передач, у більшості випадків, з'єднуються з валами за допомогою жорстких шпонок [1]. Одночасно з широковідомими з'єднаннями жорсткими шпонками розроблені на рівні патентів України на корисні моделі № 47272, № 47273 і № 47279 напівпружні та № 52014, № 56071, № 56666, №61951 і № 62872 пружні шпонки. Вони дозволяють змінювати жорсткість з'єднання і м'якіше передавати обертальний момент від вала до маточини зірочки або навпаки, тобто без ударів, що позитивно впливає на довговічність всієї ланцюгової передачі. Застосування напівпружних і пружних шпонок для з'єднання, наприклад, зубчастих коліс з валами істотно покращує процес входження зубців у зачеплення, здійснюючи його плавніше без зменшування лінії контакту між зубцями від закручування валів [2]. Крім ланцюгових і зубчастих передач такі з'єднання також позитивно впливають на роботу фрикційних та інших передач, що має істотне значення для різних галузей машинобудування. Однак, для їх застосування необхідно перевірити роботоздатність пружних шпонкових з'єднань.

Метою роботи є розроблення обладнання для експериментального дослідження статичних та динамічних характеристик напівпружних та пружних шпонкових з'єднань під час передачі ними періодичного, ударного довготривалого і короткотривалого навантаження та їх значного перевантаження, аж до зупинки виконавчого механізму, від вала до маточини або навпаки без врахування і з врахуванням втрат енергії.

Для експериментального дослідження пружних шпонкових з'єднань розроблений стенд на основі патентів: Росії - № 2094763; України - № 62303А і № 50704 та заявки на патент України на корисну модель у №201111929.

Основною частиною цього стенда (рис. 1) є шпонкове з'єднання 1, яке складається з нерухомого вала 2, навантажувальної втулки 3, підшипників 4 і 5, шайби 6, гайки 7 і шпонки 8. Нерухомий вал жорстко закріплений в опорі 9, яка складається з корпусу 10 і кришки 11, через квадратну хвостову ділянку за допомогою шпильок 12 і гайок 13. Для виключення деформації згину нерухомого вала встановлена знімна опора 14, у нарізевому отворі якої встановлений гвинт 15, який через конічний кінець 16 взаємодіє з центровим отвором 17 нерухомого вала. Навантажувальна втулка шпонкового з'єднання жорстко з'єднана з одним кінцем важеля 18 за допомогою зварювання, а над другим його кінцем розміщується обладнання в залежності від виду навантаження. Вимірювання деформацій і коливних явищ у шпонкових з'єднаннях при різних видах навантаження, здійснюється через тензорезисторний давач 19, встановлений на нерухомому валу. Шпонкове з'єднання з опорами встановлено на рамі 20. Для установки рами в горизонтальне положення служать ніжки 21. У всіх випадках випробувань шпонкового з'єднання у паз нерухомого вала встановлюють шпонки призматичні жорсткі, напівжорсткі, пружні та запобіжні. На нерухомий вал з шпонкою встановлюють навантажувальну втулку з важелем, у якому виконано подібний паз, що і на нерухомому валу. У навантажувальній втулці встановлені підшипники з пресою посадкою, а з нерухомим валом вони утворюють посадку ковзання. Це дозволяє легко встановлювати або знімати навантажувальну втулку з нерухомого вала. В осьовому напрямку навантажувальну втулку закріплюють гайкою через шайбу. Після цього

на раму встановлюють знімну опору, у яку вгвинчують гвинт так, щоб його конічний кінець увійшов в контакт з центровим отвором нерухомого вала. Під час дослідів отримуються осцилограми, які записуються через тензорезисторний давач за методикою [3], встановлений на нерухомому валу за допомогою приставки – перетворювача з виходом на ПЕОМ.

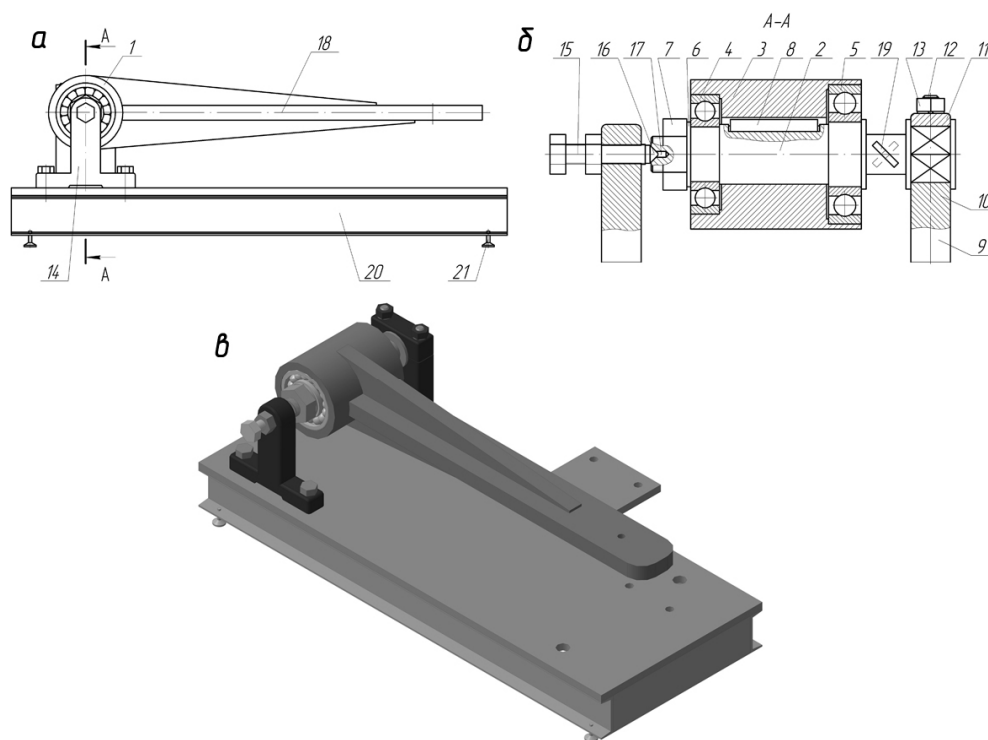


Рисунок 1. Стенд для дослідження шпонкових з'єднань: *а* – принципова схема; *б* – перетин А-А; *в* – загальний вигляд

Для створення періодичного, ударного довготривалого і короткотривалого навантажень шпонкових з'єднань та їх значного перевантаження, аж до зупинки виконавчого механізму, розроблено додаткове обладнання з кулачковим механізмом та копровим пристроєм з падаючими вантажами, яке встановлюється над другим кінцем важеля.

Розроблений і виготовлений стенд для експериментального дослідження статичних і динамічних характеристик пружних шпонкових з'єднань забезпечує перевірку отриманих теоретичних рішень статичних і динамічних властивостей пружних шпонкових з'єднань приводів машин, що функціонують при різних режимах навантажень, без врахування і з врахуванням втрат енергії у них.

Література

1. Малашенко В.О. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків [Текст] / В.О.Малашенко, В.Т.Павлице. – Львів: Новий Світ-2000, 2011. - 216с.
2. Малашенко В.О. Навантажувальна здатність пружних шпонкових з'єднань типу вал-маточина [Текст] / В.О.Малашенко, О.Р.Стрілець, В.М.Стрілець // Вісник НТУ „ХПІ”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск „Проблеми механічного приводу”. – Харків: НТУ „ХПІ”. – 2010, № 26. – С. 65...71.
3. Зінько Р.В. Методика експериментальних досліджень роботи механічних систем / Р.В. Зінько, І.С.Лозовий, М.І. Черевко, Ю.М. Черевко. Методичний посібник. – Львів: ЛІСВ, 2009, - 160 с.



Василь Струтинський, професор

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37*

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ПОЛЯ ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

Vasyl Strutinsky

MATHEMATICAL MODELING OF VIBRATION FIELD ON THE LATHES MACHINE TOOLS

The design of transitional and withstand dynamic processes is carried out in the occasion of main motion. Differential equalizations in the derivatives of part, which describe oscillation of branches of transmission in the variables of Euler, are presented. The design of the dynamic moving of spindle and both branches of transmission is executed as systems with the up-diffused parameters.

Тенденція розвитку сучасного верстатобудування полягає в спрощенні механічної частини привода головного руху. Як правило привод включає регульований електродвигун, пасову передачу та шпindelний вузол. Наявність пасової передачі яка передає значну потужність обумовлює специфічні динамічні процеси в приводі головного руху. Для визначення параметрів динамічних процесів проведено математичне моделювання привода, що включає передачу із гнучким зв'язком.

Виконано моделювання перехідних та усталених динамічних процесів в приводі головного руху. Пасова передача описана як система з розподіленими параметрами. Складені диференціальні рівняння в частинних похідних, які описують коливання гілок передачі в змінних Ейлера. Для розв'язку рівнянь застосовано розклад переміщень ременів в ряди по системі ортогональних функцій, що описують поперечні коливання ведучої та пасивної гілок передачі. Динамічні процеси в обох гілках узгоджені шляхом застосування рівнянь рівноваги для шківів передачі. В якості виходу моделі прийнято крутильні коливання шпинделя подані у відхиленнях від його номінального кутового положення. Розширення інформативності математичної моделі досягнуто визначенням динамічних збурень, які діють на динамічну систему верстата внаслідок поперечних коливань обох гілок передачі.

Моделювання виконано при стохастичних динамічних збуреннях на пасову передачу. В якості динамічного збурення взято широкополосний випадковий процес із постійною спектральною щільністю в діапазоні спектра власних частот динамічної системи привода головного руху. При визначенні спектра власних частот враховані частоти коливань відповідні 10 основним формам коливань пасів обох гілок передачі, частоти динамічної системи шпинделя та динамічної системи електродвигуна.

Виконано моделювання динамічних переміщень шпинделя та обох гілок передачі як систем з розподіленими параметрами. В результаті знайдені реалізації випадкових процесів коливань гілок передачі та випадкового процесу крутильних коливань шпинделя обумовлених динамічними переміщеннями ременів передачі. Обробка масиву розрахункових реалізацій випадкових процесів дала можливість визначити їх статистичні характеристики у вигляді кореляційних функцій та спектральних щільностей процесів.

Результати математичного моделювання є основою розробки рекомендацій по підвищенню динамічної точності токарного верстата привод головного руху якого виключає передачу із гнучким зв'язком.



Г.Узклингис, проф. Dr. Hab. Sc. ing., Э.Пуданс, докторант
Латвийский сельскохозяйственный университет
Латвия, г.Елгава, ул.Liela 2, LV -3001.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗБОРНОЙ ТЯГОВОЙ ЦЕПИ С ШАРНИРАМИ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ

G. Uzklingsis; E. Pudans

RESEARCH IN DISMOUNTABLE PLATE CONVEYOR CHAINS WITH ROLLING FRICTION LINKS

Abstract. The article describes the method of determination of geometrical and kinetic parameters of dismantlable plate conveyor chains with rolling friction links. The bend radiuses of the plate and axle contact lines have been stated, correlations for construction of the characteristic points of axle trajectories have been obtained, rolling of the elements has been provided and the peculiarities of mesh revealed.

Цель работы. Разработать теоретические основы прстроения шарнира качения разборной пластинчатой тяговой цепи.

Постановка задачи исследования. В данной работе предусматривалось изучение следующих вопросов:

- разработать конструкцию разборной пластинчатой тяговой цепи с шарнирами трения качения;
- теоретически обосновать конструктивные параметры цепи;
- исследовать процесс качения деталей шарнира цепи;
- исследовать износостойкость цепи.

Конструкция цепи. Цепь двухстороннего поворота звеньев цепи (рис.1.) состоит из пластин 1, соединенных валиков 2. Цилиндрический валик 2, цепи снабжены на концах двухсторонними симметрично расположенными вогнутыми углублениями 4 с радиусом R_2 . Выпуклая рабочая поверхность 3 пластины очерчена радиусом R_1 . При повороте звеньев цепи рабочие поверхности 3 пластин 1 катятся по вогнутым углублениям 4 валика.

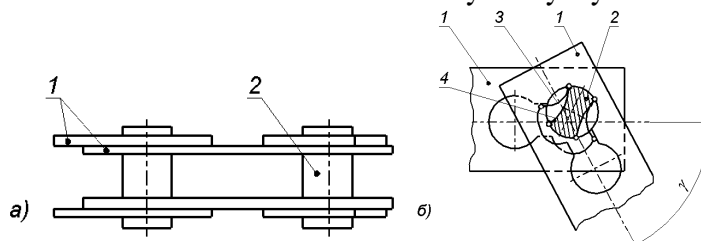


Рисунок 1. Схема взаимодействия шарнира трения качения с двухсторонним поворотом звеньев цепи: 1 – пластина; 2 – валик; 3 – выпуклая рабочая поверхность отверстия пластины; 4 – вогнутая рабочая поверхность

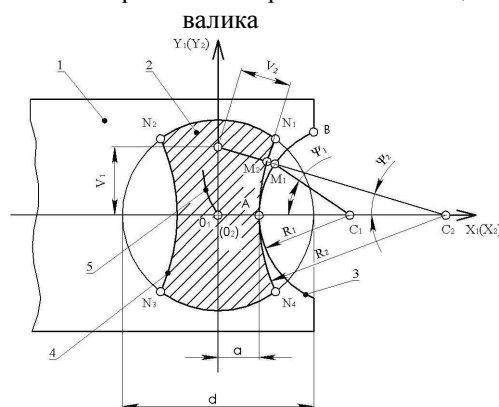


Рисунок 2. Исходное положение деталей шарнира качения: 1 – пластина; 2 – валик; 3 – выпуклая рабочая поверхность отверстия пластины; 4 – вогнутая рабочая поверхность валика; 5 – траектория движения центра валика

Определение радиусов R_1 и R_2 . Исходное положение деталей шарнира показана на рисунке 2 (обозначение соответствует рисунку 1).

Аналитически установлено:

- радиус рабочей поверхности валика R_2

$$R_2 = R_1 \frac{\arccos \left[1 - \frac{0,25 d^2 - a^2}{2 R_1 (R_1 + a)} \right]}{\arccos \left[1 - \frac{0,25 d^2 - a^2}{2 R_1 (R_1 + a)} \right] - \frac{\pi}{z}};$$

- радиус рабочей поверхности

пластины R_1

$$R_{1\max} = \frac{-a + \sqrt{a^2 + 2 \frac{0,25 d^2 - a^2}{1 - \cos(\pi/z)}}}{2},$$

где a – половина «толщины» валика; d – диаметр цилиндрической части валика; z – число зубьев звездочки.

Определены координаты точки контакта M_1 в зависимости от радиусов R_1 и R_2 , угла поворота звеньев цепи φ и размера валика a . Для возможности анализа изменения шага цепи в зависимости от величины радиусов R_1 и R_2 и угла φ выведены уравнения для определения координат центра O_2 валика. Для построения формы рабочей части фасонного отверстия пластин выведены уравнения для определения координат траектории характерных точек N_1 , N_2 , N_3 и N_4 валика. Исследован процесс качения деталей шарнира, составлены уравнения равновесия валика с учетом сил трения качения и установлены условия отсутствия проскальзывания рабочей поверхности пластины по рабочей поверхности валика.

Тяговая цепь с шарнирами трения качения шагом 125 мм изготовлена и проведены лабораторные испытания на стенде при нагрузке 3500 Н и скорости движения $0,34 \text{ мс}^{-1}$. Сравнительная износостойкость цепи с шарнирами трения качения в 5 ... 6 раз выше, чем серийной цепи с шарнирами трения скольжения.

Литература

1. Тененбаум М.М., Файнлеб А.М. Развитие конструкций и анализ износостойкости шарнирных соединений сельскохозяйственных машин в СССР и за рубежом Сер. Сельскохозяйственные машины. – М.: ЦНИИТЭИ тракторосельмаш, 1973. – 55 с.
2. Узклингис Г.А. Исследование и усовершенствование цепного устройства навозоборочного скребкового транспортера: Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: 05.06.01; 05.02.02 – М., 1981. – 18 с.
3. Штокман И.Г., Липицкий Г.Т., Угольников В.Ф. Шарниры качения тяговых цепей многочерпаковых экскаваторов // Известия высших учебных заведений. Сер. Горный журнал. – 1958. - №12. – С. 79-86.
4. Николаев Б.В. Анализ и расчет элементов шарнира качения зубчатой цепи // Известия вузов. Сер. Машиностроение. – 1960. - №8. С. 87-98.
5. Воробьев Н.В., Глушков Г.А. Зубчатые цепи и их износостойкость // Машиностроитель. – 1964. - №7. – С. 34-35.
6. Воробьев Н.В. Исследование зубчатых цепей с шарнирами качения. – В кн.: Новые конструкции, технология и специализация производства цепей. – М.: 1964. – С. 51-65.
7. Воробьев Н.В. Цепные передачи. – М.: Машгиз, 1962. – 240 с.



УДК 62-585.9.621.855

Владислав Проценко; Валентин Настасенко, доцент

*Херсонська державна морська академія,
73000, м. Херсон, проспект Ушакова, буд. 20*

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ КАНАТНО-ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ ТА ПРИСТРОЇВ

Vladislav Protsenko; Valentin Nastasenko

**PERSPECTIVES OF APPLICATION
OF ROPE-CHAIN TRANSMISSIONS AND DEVICES**

In operation perspectives of application of rope-chain transmissions and devices are considered. Their advantages in comparison with known chain drives are presented. New constructions of rope-chain transmissions are developed and licensed.

Зв'язок проблеми з основними науковими напрямками. Робота відноситься до області машинознавства та деталей машин, а саме до ланцюгових передач, що використовуються для передачі руху між паралельними валами за рахунок гнучкого елемента.

Аналіз стану та актуальність проблеми. Постановка задачі. Розвиток всіх галузей народного господарства в значній мірі залежить від технічного рівня і якості машин і систем. В теперішній час машини, що містять ланцюгові передачі та пристрої знаходять широке застосування у всіх галузях народного господарства. Ланцюгові передачі широко використовують в металоріжучих і текстильних верстатах, поліграфічних, будівельних і підйомально-транспортних машинах, нафтобуровому і сільськогосподарському обладнанні. Широке застосування ланцюгових передач пояснюється їх перевагами [1, 2].

В той же час ланцюгові передачі характеризуються і рядом недоліків:

1) низкою довговічністю ланцюга через наявність у нього великої кількості елементів, що веде до підвищеного зносу в місцях їх сполучень;

2) витягненням ланцюга внаслідок зносу шарнірів, що приводить до збільшення довжини і кроку ланцюга, порушення його зачеплення із зірочками, зростання динамічних навантажень і необхідності застосування натяжних пристроїв, що ускладнює конструкцію приводу;

3) неможливістю компенсації збільшення кроку ланцюга через нерегульовану конструкцію ланцюга, що веде до необхідності заміни міцних ланцюгів через порушення їх зачеплення із зірочками;

4) високою чутливістю до точності монтажу і догляду;

5) малою демпфуючою здатністю через високу жорсткість ланцюга, що приводить до його шуму та підвищеного зносу;

6) коливаннями передавального відношення через хордальне розташування ланок ланцюга на зірочках, що є джерелом динамічних навантажень в приводі;

7) можливістю передачі руху тільки в одній площині через високу жорсткість ланцюга.

У зв'язку з сучасними тенденціями до підвищення надійності, продуктивності, експлуатаційної швидкості робочих машин, при зосередженні великих потужностей в одному агрегаті, вимоги до ланцюгових передач постійно ростуть. Таким чином, *задача усунення вказаних недоліків і вдосконалення ланцюгових передач є актуальною*, має значний науковий і технічний інтерес і представляє велике значення для народного господарства.

Розв'язання поставленої задачі забезпечене [3] за рахунок застосування в передавальному елементі замість ланцюга гнучкого елемента у вигляді сталевих канатів із закріпленням на ньому в різних варіантах несучих елементів – кульок, втулок і роликів. Приєднання несучих елементів до гнучкого елемента здійснене за рахунок виконання в них повздовжніх різьбових або гладких отворів з введенням в них гвинтів, що служать для натягнення каната і компенсації збільшення кроку. Виконання замкнутого контура каната здійснене за рахунок введення його кінців з двох сторін в повздовжні виїмки або отвори замикаючого несучого елемента і закріплення їх завальцьовкою, зваркою, пайкою або іншим способом, при цьому канат перед закладенням може бути заздалегідь зварений або сполучений встик іншим методом, а місце стику потім оброблено до діаметра виїмок або отворів.

Застосування в передачі сталевих канатів забезпечує:

1) відсутність коливання передавального відношення за рахунок дугового розташування каната циліндричних ділянок зірочок, аналогічно пасам у пасових передачах;

- 2) можливість зниження вимог до точності монтажу за рахунок гнучкості канатів;
- 3) виключення шарнірної конструкції та зниження кількості елементів;
- 4) забезпечення демпфування коливань через розсіяння енергії в канатах [4] і зниження за рахунок цього динамічних навантажень та шуму;
- 5) можливість компенсації видовження канатів;
- 6) можливість передачі рух в кількох площинах за рахунок гнучкості канатів.

Авторами була розроблена канатно-ланцюгова передача приводу ріжучого апарату кукурудозбирального пристосування КМС-6 кроком $p = 25,4$ мм схема якої показана на рис. 1.

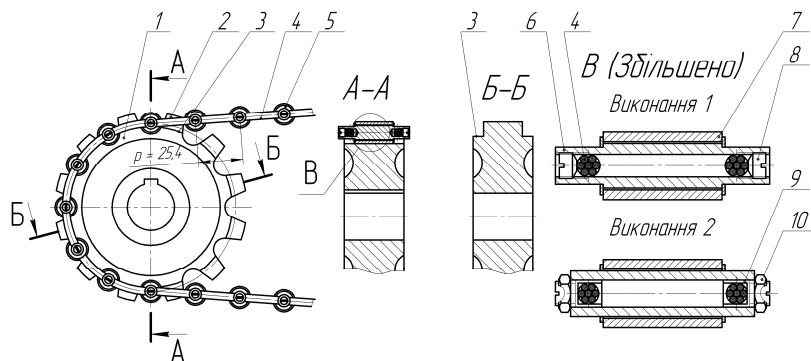


Рисунок 1. Схема розробленої канатно-ланцюгової передачі

Вона містить зірочки 1 із зубцями 2 та циліндричними ділянками 3, які охоплені передавальним елементом, що складається з канатів 4 на які встановлені несучі елементи 5. Несучі елементи складаються з втулок 6, які встановлені своїми поперечними отворами на канати 4 і затиснені в них різьбовими пробками 8, що встановлені в осьові різьбові отвори втулок (виконання 1), або затиснені гладкими пробками 9 і гайками 10 (виконання 2), при цьому канати повинні бути додатково пропущені в поперечні отвори пробок 9. На втулках можуть бути установлені ролики 7 для зменшення зносу втулок 6 і зубців 2 зірочок 1. Гнучкий елемент передає потужність $N = 5,2$ кВт при частотах обертання зірочок $n_1 = 519$ хв⁻¹ і $n_2 = 360$ хв⁻¹ і містить два канати діаметром 4,1 мм конструкції 6×19(1+6+6/6) ГОСТ 2688.

В теперішній час виконується виготовлення експериментального зразка передачі та установки для її дослідження.

Література

1. Воробьёв Н.В. Цепные передачи. – М.: Машиностроение, 1968. – 252 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
3. Решение о выдаче патента Российской Федерации на изобретение от 15.02.2011. Цепная передача и составляющие её элементы, авторы: В.А. Настасенко, В.А. Проценко. Заявка на патент МПК F 16 G 13/00//F 16 H 7/00/9/00//55/00 № 2007111689 от 29.03.2007.
4. Малиновский В.А. Особенности механики подъемных и тяговых стальных канатов с учетом нелинейных и квазиупругих свойств: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.05; 05.15.16 / Малиновский Валентин Анатольевич; Государственная горная академия Украины. – Днепропетровск, 1996. – 36 с.



УДК 69.585.9.621.855

**Владимир Белостоцкий, доцент; Анатолий Миняйло, профессор;
Михаил Пивень, доцент**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко
ул. Артёма, 45, г. Харьков, Украина, 61002*

**РАСЧЕТ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ПРИВОДНЫХ ВТУЛОЧНО-РОЛИКОВЫХ
ОДНОРЯДНЫХ И МНОГОРЯДНЫХ ЦЕПЕЙ**

Vladimir Belostotskiy; Anatoliy Miniaylo; Mikhail Piven

CALCULATION OF TIRELESS DURABILITY OF DRIVE HOB-ROLLER CHAINS SINGLE-ROWS AND MULTILANES

The design procedure of pressure in elements of links of chains taking into account their joint deformation, and also definition of safety factors on a limit of endurance taking into account dynamic making loading is developed.

Работоспособность приводных цепей, работающих при больших и длительных нагрузках с числом рабочих циклов $N_{ц} > 6 \cdot 10^6$, должна обеспечиваться не только износостойчивостью шарниров, но и усталостной прочностью всех элементов их звеньев.

Обычно [1] [2] усталостная прочность элементов звеньев оценивается путем определения разрушающего усилия по пределу выносливости из условия самостоятельного нагружения валиков и пластин.

Предложена методика определения напряжений в элементах звена цепи из условий их совместной работы в единой жесткой системе, представляющей плоскую статически неопределимую раму, а также определения запасов прочности на основе построения цикла изменения напряжений с учетом действия динамической нагрузки.

Как известно, наиболее слабым элементом цепи является ее наружное звено, которое для однорядных и многорядных цепей представляет прямоугольную раму, состоящую из стоек (пластин) и поперечин (валиков). Нагрузка на такую раму принималась как равномерно распределенная по поверхности валика на длине касания с втулкой. Такая схема в отличие от схемы с нагрузкой в виде сосредоточенных сил, приложенных по краям втулки, обосновывается быстрой приработкой валика и втулки и малой деформацией изгиба валика. Кроме того, такая схема нагружения является более опасной, так как при этом изгибающие моменты, действующие на пластины и валики, достигают больших значений.

Используя известные решения для статически неопределимых рам, как для однорядных, так и многорядных цепей, определялись внутренние силовые факторы: усилия растяжения для пластин, изгибающие моменты для валиков и пластин, и соответствующие этим факторам напряжения.

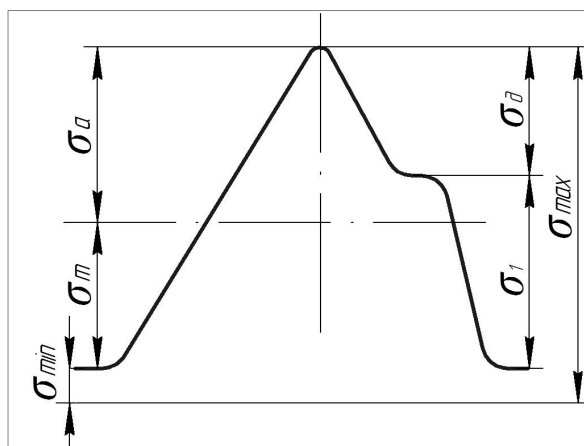


Рисунок 1. Структура цикла переменных напряжений для звена цепи

Структура цикла переменных напряжений для звена цепи приведена на рисунке 1. Цикл изменения напряжений является асимметричным, у которого $\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_d + \sigma_2$, где σ_1 – напряжение в элементах звена цепи на ведущей ветви, σ_d – напряжение от динамических усилий, $\sigma_2 = \sigma_{min}$ – напряжение на ведомой ветви. Напряжения в ведомой ветви незначительны, поэтому можно принять $\sigma_2 = 0$ и цикл рассматривать как пульсирующий, у которого $\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_d$ и $\sigma_a = \sigma_m = \sigma_{max}/2$. Для валиков $\sigma_1 = \sigma_u$, для пластин $\sigma_1 = \sigma_p + \sigma_u$, где σ_p и σ_u – соответственно напряжения растяжения и изгиба.

С учетом структуры цикла определены амплитудные напряжения для валиков, проушин пластин и средней части.

Предлагаемая методика использовалась при проектировании многозвездочного привода для навесной жатки «Слобожанка», разрабатываемой АО «Укргроссервис» для комбайнов.

Получены результаты вычислений запасов прочности n_σ для различных элементов наружного звена для цепей ПР-25,04-5670, ПР-19,05-3180 и 2ПР-19,05-7200 при их нагружении усилием 6000 Н при частоте вращения ведущей звездочки 512 об/мин. Соответствующие запасы прочности цепей по статическому разрывному усилию составили 9,45; 5,3 и 12. Допускаемые запасы прочности по пределу выносливости при общепринятых методах расчетов составляют $n_\sigma=1,5\dots 2$, которые можно принимать для однорядных цепей. Для многорядных цепей в виду неравномерности нагрузки этот запас прочности должен составлять $n_\sigma=2,5\dots 3$. Для проушин $n_\sigma=2\dots 3$ для однорядных и $n_\sigma > 3$ для многорядных, в связи с тем, что имеет место неблагоприятное распределение изгибающего момента на крайних пластинах.

Сравнительный анализ показал, что для двухрядной цепи при данном нагружении, несмотря на наибольший запас прочности по разрывному усилию, запас прочности по пределу выносливости составил всего $n_\sigma=1,83$, в то время как для однорядной цепи с шагом 25,04 мм $n_\sigma=2,25$. Запас прочности для валиков удовлетворял условия прочности, кроме однорядных цепей с шагом 19,05 мм. Это объясняется тем, что сопротивление изгибу пластин значительно уменьшает изгибающий момент в опасном сечении валика. Таким образом, предлагаемая методика расчета цепей позволяет оценить напряженное состояние элементов звеньев цепи с учетом их совместной деформации, а также определить, запасы прочности по пределу выносливости с учетом динамической составляющей нагрузки. Методика позволяет провести сравнительную оценку цепей и может способствовать выбору типа цепи для различных условий нагружения.

Литература

1. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач. Справочник / А.А. Готовцев, Г.Б. Столбин, Л.П. Котенок. – М.: Машиностроение, 1973. – 384 с.
2. Ивашков И.И. Пластинчатые цепи. Конструирование и расчет. / И.И. Ивашков, - М.: Машиностроение, 1960. – 234 с.



УДК 621.855

Іван Мокрицький; Андрій Сенік

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46000*

ВІДНОВЛЕННЯ КРОКУ СПРАЦЬОВАНИХ ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГІВ

Ivan Mokrytsky; Andriy Senyk

PITCH REWORKING OF WORN DRIVE CHAINS

The method of pitch reworking of worn drive chains is developed. The design parameters calculation of the bending plate accessories is given.

Приводні втулочні і роликові ланцюги часто виходять з ладу по причині збільшення кроку і втрати зчеплення з зірочкою, що являється наслідком зношування деталей шарніра – валика і втулки. Використання приводних ланцюгів які втратили працездатність через збільшення кроку, але ще мають достатній запас міцності – важлива народно-господарська задача. Існуючі технології ремонту ланцюгів не дозволяють повністю відновити розмірні параметри спрацьованих ланцюгів.

Збільшення середнього кроку ланцюга при його спрацюванні проходить за рахунок збільшення кроку зовнішніх ланок при відносній сталості кроку внутрішніх ланок. Тому для відновлення працездатності ланцюгової передачі необхідно зменшити крок зовнішніх ланок на величину яка вдвічі перевищує збільшення середнього кроку.

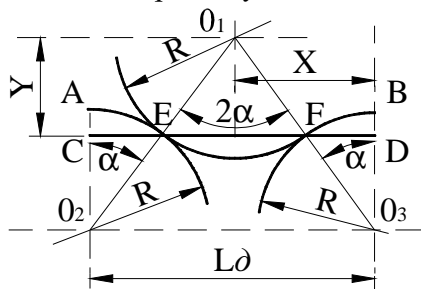


Рис. 1

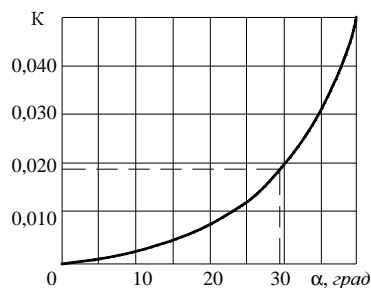


Рис. 2

Ефективним способом відновлення кроку спрацьованих ланцюгів є згинання зовнішніх пластин, в результаті чого віддаль між осями валиків зменшиться [1]. Зближення крайніх точок пластин кількісно рівне зменшенню кроку зовнішньої ланки ланцюга (рис. 1) і величина його залежить від радіусів згинання пластин і координат X, Y – центрів радіусів згину (рис. 1). Зменшення довжини L пластини в результаті згинання $\Delta L = L - Ld = 4R((\pi\alpha/180) - \sin \alpha)$, де R – радіус згинання, α – кут згинання.

Прийнявши $K = (\pi\alpha/180) - \sin \alpha$ знайдемо значення K при різних кутах α і побудуємо графік залежності $K = f(\alpha)$. За цим графіком можна знайти кути згинання зовнішніх пластин ланцюга по необхідному зменшенню кроку ланки і радіусі згинання (рис. 2).

Радіус згинання пластин вибирається в залежності від товщини пластини і фізико-механічних властивостей матеріалу [2]. Знаючи кут α по відомому радіусі R згинання знаходять координати X і Y центрів згинання, які необхідні для конструювання і налагоджування інструментів та оснастки, яка застосовується для згинання пластини.

Література

1. Новый способ ремонта втулочно-роликовых цепей / Мокрицкий И.Д., Суторихин В. Н. Техника в сельском хозяйстве, №2, 1978 с. 76-77.
2. А.с. СССР 912396 М.Кл² F16В7/06. Устройство для восстановления шага втулочных и роликовых цепей / Мокрицкий И. Д., Опубл. 10.04.82 Бюл. №10.



УДК 621.855

Надія Тимошенко¹, доцент; Петро Кривий², доцент; Віктор Коломієць¹, доцент; Петро Кривінський²; Руслан Чорний²

¹Національний університет "Львівська політехніка"

79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12

²Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56

СТАТИСТИЧНА ОЦІНКА МІЦНОСТІ ПРЕСОВИХ З'ЄДНАНЬ ПРИВОДНИХ РОЛИКОВИХ ЛАНЦЮГІВ ЗАКОРДОННИХ ФІРМ НА ОСНОВІ ТЕОРІЇ МАЛИХ ВИБІРОК

Nadija Tymochenko; Petro Kryvyy; Viktor Kolomijets; Petro Kryvinskiy, Ruslan Chornyj

STATIC ESTIMATION OF THE PRESSED JOINTS STRENGTH OF THE TRANSMISSIONS ROLL CHAINS OF THE FOREIGN COMPANIES, BASING ON THE SMALL SAMPLES THEORY

Basing on the data on the strength of the roll-plate of the roll and bush chains of the foreign companies using the theory of small samples, statistical characteristics of the torque scattering turn, pressed into the roller plate hole, have been investigated in the relativity aspect mathematical expectations and dispersion, sufficient differences in characteristics of the pressed joints strength according o the Fisher and Student criteria, have been found.

Одним із найважливіших критеріїв працездатності приводних роликів і втулкових ланцюгів (ПРВЛ) є міцність пресових з'єднань валик-пластина, яка регламентується [1,2] граничним значенням моменту провороту валика в отворі пластин.

Проаналізовані літературні джерела [3], які присвячені дослідженню міцності пресових з'єднань. Відзначено, що дослідження моменту провороту з'єднань валик-пластина, втулка-пластина досліджувались з використанням тільки великих вибірок. Тому використання теорії малих вибірок при дослідженні міцності пресових з'єднань є актуальною задачею.

Для експериментальних досліджень були вибрані приводні роликові і втулкові ланцюги з кроком 19,05 мм таких фірм: “Ренольд” (Великобританія), “Регіна” (Італія), “Еліте” (Швеція) і “Чайн-Белт” (США). За відомою методикою [3] здійснили експериментальні дослідження і отримали значення статистичних рядів моменту провороту валика в отворі пластин, подані в таблиці 1.

Таблиця 1. Статистичні ряди моменту провороту T Нм валика в отворі пластин приводних ланцюгів закордонних фірм.

Фірма	“Ренольд”	“Регіна”	“Еліте”	“Чайн-Белт”
Статистичні ряди моменту провороту T , Нм.	5,3; 6,7; 7,3; 6,4; 8,2; 7,8.	14,3; 13,6; 12,4; 14,7; 15,3; 12,7; 14,3; 13,5; 14,9; 15,7.	13,2; 14,8; 15,6; 16,8; 15,8; 17,3; 15,7; 18,5; 12,5; 17,8	10,2; 11,5; 12,7; 14,0; 14,3; 12,5; 11,8; 12,9; 16,4; 15,8.

У роботі, використавши метод оцінки закону розподілу за малою вибіркою [4,5], знайдена щільність розподілу випадкової величини T (T — момент приводу валика в отворі пластини) та обчислені її математичне сподівання $M[T]$ і дисперсія $D[T]$.

При цьому інтервал зміни випадкової величини T $[a, b]$ вважається відомим і рівним різниці між найбільшим ($t_{k_{\max}}$) і найменшим ($t_{k_{\min}}$) ($k = \overline{1, n}$) її експериментальним значенням, а шукана функція розподілу $f(t)$ неперервна і задовольняє умовам:

$$f(t) \geq 0 \text{ при } t \in [a, b];$$

$$f(t) \equiv 0 \text{ при } t \notin [a, b].$$

На початковому етапі, коли не проведено жодного дослідів, апіорі припускається, що випадкова величина T розподілена за рівномірним законом $f_0(t)$. Використовуючи значення випадкової величини T , отримане після проведення першого дослідів, уточнюється розподіл $f_0(t)$ і отримується апостеріорний розподіл випадкової величини T після проведення першого дослідів

$$f_1(t) = c_1[f_0(t) + \varphi_1(t)],$$

де $\varphi_1(t)$ — щільність розподілу ймовірностей після першого дослідів;

c_1 — нормуючий множник.

Після проведення другого дослідів, вважається, що $f_1(t)$ є апіорною щільністю розподілу, а апостеріорна щільність розподілу, дорівнює

$$f_2(t) = c_2[f_1(t) + \varphi_2(t)].$$

Застосовуючи аналогічний підхід для n дослідів отримуємо

$$f(t) = f_0(t) \prod_{k=1}^n c_k + \sum_{k=1}^n \varphi_k(t) \prod_{i=k}^n c_i. \quad (1)$$

Розподіл ймовірностей результату k -го дослідження $\varphi_k(t)$ є розподілом ймовірностей похибки одиничного експерименту, тому в якості $\varphi_k(t)$ приймається щільність нормального розподілу з математичним сподіванням t_k і середнім квадратичним відхиленням σ , яке вважається однаковим для всіх дослідів і дорівнює $\sigma = \frac{t_{k\max} - t_{k\min}}{6}$.

Підставивши у формулу (1) вираз для щільності розподілу нормального закону $\varphi_k(t)$ із прийнятими параметрами t_k , σ отримаємо

$$f(t) = \frac{1}{b-a} \prod_{k=1}^n c_k + \sum_{k=1}^n \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{t-t_k}{\sigma}\right)^2\right] \prod_{i=k}^n c_i, \quad (2)$$

де $c_k = \frac{1}{1 + \Phi(z_2) - \Phi(z_1)}$;

$\Phi(\cdot)$ — функція Лапласа;

t_k — значення випадкової величини T ($k = \overline{1, n}$);

$$z_1 = \frac{a-t_k}{\sigma}, \quad z_2 = \frac{b-t_k}{\sigma}.$$

Для знайденої щільності розподілу (2) випадкової величини T формули для обчислення її математичного сподівання $M[T]$ і дисперсії $D[T]$ відповідно мають вигляд

$$M[T] = \frac{a+b}{2} \prod_{k=1}^n c_k + \sum_{k=1}^n \left\{ \frac{\sigma}{\sqrt{2\pi}} \left[e^{-\frac{z_1^2}{2}} - e^{-\frac{z_2^2}{2}} \right] + t_k [\Phi(z_2) - \Phi(z_1)] \right\} \prod_{i=k}^n c_i;$$

$$D[T] = \frac{a^2 + ab + b^2}{3} \prod_{k=1}^n c_k + \sum_{k=1}^n \left\{ \frac{\sigma}{\sqrt{2\pi}} \left[(\sigma z_1 + 2t_k) e^{-\frac{z_1^2}{2}} - (\sigma z_2 + 2t_k) e^{-\frac{z_2^2}{2}} \right] + (\sigma^2 + t_k^2) [\Phi(z_2) - \Phi(z_1)] \right\} \prod_{i=k}^n c_i - (M[T])^2$$

Проведено обчислення $M[T]$, $D[T]$ для чотирьох вибірок. Результати обчислення подані в таблиці 2.

Таблиця 2. Характеристики розподілу: математичне сподівання $M(T)$, дисперсія $D(T)$ моменту провороту валиків в отворах пластин та їх екстремальні T_{\min} і T_{\max} значення.

Характеристики розсіювання	Основні зразки приводного ланцюга закордонних фірм			
	“Ренольд”	“Регіна”	“Еліте”	“Чайн-Белт”
$M(T)$, Нм	7,29	14,62	15,60	14,06
$D(T)$, Нм ²	0,48	0,69	3,80	2,73
T_{\min}	5,21	12,12	9,75	9,10
T_{\max}	9,37	17,11	21,45	19,55

Використавши [6] і дані таблиці 2 за критеріями Стюдента $t_k = \frac{|M(T)_1 - M(T)_2|}{\sqrt{n_1 \cdot D(T)_1 + n_2 \cdot D(T)_2}} \sqrt{\frac{n_1 \cdot n_2 \cdot (n_1 + n_2 - 2)}{n_1 + n_2}}$, тут n_1 і n_2 - величини вибірок і Фішера

$F = \frac{D(T)_1}{D(T)_2}$ де $D(T)_1 > D(T)_2$ оцінили суттєвість відмінностей значень математичних

сподівань і дисперсії розсіювання моменту провороту валиків у отворах пластин.

Встановлено, що Математичне сподівання величини T для ланцюгів фірми “Ренольд” суттєво відрізняється від математичних сподівань величини T_i фірми “Регіна”, “Еліте” та “Чайн-Белт”, а щодо порівняння математичних сподівань величини T досліджуваних ланцюгів трьох останніх фірм що гіпотеза їх рівності підтвердилась.

Виявлено, що відмінність дисперсій розсіювання величини T для ланцюгів фірми “Ренольд” і “Регіна” і для ланцюгів фірми “Еліте” і “Чайн-Белт”, є несуттєвою, а для ланцюгів фірми “Ренольд”, “Регіна” і “Еліте”, “Чайн-Белт” суттєвою.

Взявши до уваги, що діючим стандартом ISO 606:1954, NEQ встановлено регламентоване значення моменту провороту $T_p = 6Hm$, що для ланцюгів фірми “Ренольд” в якому $T_{\min} = 5,21Hm$ є ризик отримати певний відсоток зєднань, які не відповідають вимогам стандарту, тобто брак. Імовірність отримання браку τ'_H (в%) за нижньою границею визначається за формулою

$$\tau'_H = \left[0,5 - \Phi \left(\frac{T_p - M(T)}{\sqrt{D(T)}} \right) \right] \cdot 100\%, \quad \text{тут} \quad \Phi \left(\frac{T_p - M(T)}{\sqrt{D(T)}} \right) - \text{функція Лапласа.}$$

Підставивши дані із таблиці 2 отримали $\tau'_H = 3,14\%$, що менше допустимо рівню – 5% ризику, приміненого в масштабуванні.

Аналіз отриманих даних щодо розсіювання величини T досліджуваних ланцюгів показує, що по відношенню до найбільш точного ланцюга фірми “Ренольд” співвідношення полів розсіювання ланцюгів фірми “Регіна”, “Еліте” і “Чайн-Белт” відповідно складає: 1,2; 2,8 і 2,4 разів, а відношення математичних сподівань моменту проворота до регламентованого ISO 606:1954, NEQ значення T_p ланцюгів вище згаданих фірм наступні 1,21; 2,43; 2,60; 2,34.

Таким чином, на основі результатів проведених досліджень можна зробити висновок, що для ланцюгів фірми “Регіна”, “Еліте” і “Чайн-Белт” натяги в пресових зєднаннях значно перевищують натяг для ланцюга фірми “Ренольд”, а для ланцюгів фірми “Еліте” і “Чайн-Белт” величини полів допусків діаметрів спряжуваних поверхонь суттєво більші ніж в ланцюгах фірми “Ренольд” і “Регіна”. Запропонована методика і отримані результати можуть бути використані для оптимізації розмірних параметрів елементів приводних роликів і втулкових ланцюгів.

Література

1. Ланцюги приводні роликові та втулкові. Загальні технічні умови. (ГОСТ 13568-97(ISO 606-94), IDT) ДСТУ ГОСТ 13568: 2006 (ISO 606-94) ISO 606:1994, NEQ), Київ: Держспоживстандарт України, 2007. – с.22.
2. Цепи приводные роликовые повышенной прочности и точности. Технические условия. ГОСТ 21834-87. Издание официальное. М.: Издательство стандартов, 1988. – с.15.
3. Луців І.В. Вплив орієнтації втулок на міцність пресових з'єднань / І.В. Луців, П.Д. Кривий, П.П. Кривінський // Вісник ТДТУ. – 2009. – Том 14. №2. – с.50-56.
4. Гаскаров Д.В. Малая выборка / Д.В. Гаскаров, В.И. Шаповалов // – М.: Статистика, 1978. – 248с.
5. Башков В.М., Кацев П.Г. Испытание режущего инструмента на стойкость. – М.: Машиностроение, 1985. – 130с.
6. Колкер Я.Д. Математический анализ точности механической обработки деталей. / Я.Д. Колкер // “Техника” – 1979. – с.200.



УДК.621.855

**Степан Дубиняк¹, професор; Ігор Луців¹, професор; Петро Кривінський¹,
Борис Романовський², професор**

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56

²Пензенський технологічний інститут 440605, м. Пенза, пр. Байдукова, д.1а

**ВПЛИВ КУТА ОРІЄНТАЦІЇ СТИКОВОГО ШВА ЗГОРТНИХ ВТУЛОК НА
РІЗНОРОЗМІРНІСТЬ КОНТАКТНИХ КРОКІВ ДВОРЯДНОГО ВТУЛКОВОГО
ЛАНЦЮГА З КРОКОМ 9,525мм.**

Stepan Dubynyak; Ihor Lutsiv; Petro Kryvinsky; Borys Romanovskiy.

EFFECT OF THE ORIENTATION ANGLE OF THE SWING FUSHES BUTT JOINT ON THE DIFERENT-DIMENSION OF THE CONTACT PITCHES OF THE TWIN-BUSH CHAIN WITH 9,525 MM PITCH.

Bashing on the theoretical and experimental investigations, the effect of the orientation angle of the swing eccentric bushes bult joint on the different-dimension of the contact pitches of the twin-bush chain with 9,525 mm pitch, produced in Daugavpils, has been analyzed. Statistical characteristics worthy being applied for the optimization of the plates centre distances have been obtained.

Проаналізовано результати наукових досліджень [1-4] присвячених різнорозмірності контактних кроків приводних роликів і втулкових ланцюгів і в яких, внаслідок конструктивних особливостей та специфіки зношення контактних поверхонь шарнірів, виникає необхідність, після складання, величину контактної кроку внутрішніх ланок забезпечувати дещо більшою від величини контактної кроку зовнішніх ланок.

Встановлено [4], що згорні втулки для дворядного втулкового ланцюга з кроком 9,525мм Даугавпільського виробництва внаслідок особливості технології виготовлення є ексцентричні і з врахуванням цього отримано залежності для визначення величини контактних кроків внутрішніх і зовнішніх ланок ланцюгів з орієнтованими втулками (стикові шви втулок внутрішніх ланок зорієнтовані до середини внутрішніх пластин). Найбільш повно проблема розмірного аналізу контактних кроків приводних ланцюгів надана в роботі [5]. Проте в проаналізованих літературних джерелах не достатньо висвітлено вплив кута орієнтації стикового шва і ексцентриситета згорних втулок на величину контактних кроків і їх різнорозмірність.

Доведено, що на величину різнорозмірності контактних кроків впливають дві складові ланки їх розмірних ланцюгів, величина яких виражається залежністю $\Delta = e \cdot \cos \Theta = 0.5(\Delta_{\max} - \Delta_{\min}) \cdot \cos \Theta$, де e – ексцентриситет втулок ($e = 0.5(\Delta_{\max} - \Delta_{\min})$), $\Delta_{\max}, \Delta_{\min}$ – відповідно максимальні і мінімальні значення діаметрально протилежно розміщених товщин стінок втулок, величини випадкові з нормальним законом розподілу, Θ – кут, що визначає положення стикового шва відповідно поздовжньої осі внутрішньої ланки. Причому у випадку орієнтації стикового шва згорної втулки в таке положення, коли стиковий шов лівої втулки внутрішньої ланки визначається кутом $\Theta_l = 0$, а правої – відповідно $\Theta_{np} = \pi$, то математичне сподівання контактної кроку зовнішніх ланок збільшується на величину $2\bar{e}$, тобто $\Delta\bar{t}_z = 2\bar{e}$, де \bar{e} – середнє значення ексцентриситету втулки. Математичне сподівання контактної кроку внутрішніх ланок зменшується на величину $\Delta\bar{t}_b = 2\bar{e}_1$, де \bar{e}_1 – середнє значення ексцентриситету, який утворився при запресуванні втулок в отвори пластин в результаті різної радіальної деформації кінців втулки в зоні стикового шва і діаметрально протилежно розміщеній зоні. З врахуванням вище поданого різнорозмірність контактних кроків зовнішніх і внутрішніх ланок зростає на величину $\Delta H_p = 2(\bar{e} + \bar{e}_1)$.

При фіксованих значеннях Θ вплив орієнтації стикового шва втулок на приріст різнорозмірності визначають залежністю

$$\Delta H_p = 2[0.5(\Delta_{\max} - \Delta_{\min}) \cdot \cos \Theta + 0.5(y_{\max} - y_{\min}) \cdot \cos \Theta] \quad (1)$$

$$\Delta H_p = [\Delta_{\max} - \Delta_{\min} + y_{\max} - y_{\min}] \cdot \cos \Theta, \quad (2)$$

де y_{\max} і y_{\min} – максимальне і мінімальне відхилення від прямолінійності твірної внутрішньої циліндричної поверхні втулки утворенні внаслідок різної за величиною радіальної деформації кінців втулок при їх запресуванні в отвори пластин.

Проведено експериментальні дослідження впливу кута орієнтації стикового шва втулок на різнорозмірність контактних кроків внутрішніх і зовнішніх ланок. З цією метою були

виготовлені дослідні зразки приводного втулкового дворядного ланцюга з кроком 9,525 з такими значеннями Θ : 0° ; 15° ; 30° ; 60° ; 90° ; і 180°

Обсяг виборки склав $n = 40$ ланок. З використанням оптичного довжиноміра ИЗВ – 21 з точністю 1мкм вимірювали значення контактних кроків. Отримані результати після статичної обробки подані в таблиці 1.

Таблиця 1. Характеристики розподілу контактних кроків і різнорозмірності, при різних значеннях кутах Θ

	Кут Θ°	0	15	30	60	90	180
Середні значення контактних кроків, мм	\bar{t}_6	9,571	9,566	9,543	9,562	9,548	9,509
	\bar{t}_3	9,466	9,476	9,496	9,502	9,527	9,584
Дисперсії $D(t)$, мкм ² середні квадратичні відхилення $\sigma(t)$, мкм	$\frac{D(t_6)}{\sigma(t_6)}$	$\frac{1024}{32}$	$\frac{625}{25}$	$\frac{225}{15}$	$\frac{276}{24}$	$\frac{729}{27}$	$\frac{625}{25}$
	$\frac{D(t_3)}{\sigma(t_3)}$	$\frac{784}{28}$	$\frac{784}{28}$	$\frac{484}{22}$	$\frac{225}{15}$	$\frac{529}{23}$	$\frac{729}{27}$
Середнє значення різнорозмірності, мм	$\bar{H}_p = \bar{t}_6 - \bar{t}_3$	0,105	0,090	0,047	0,060	0,021	0,075
Дисперсії середнє квадратичні відхилення, мкм різнорозмірності, мкм	$\frac{D(H_p)}{\sigma(H_p)}$	$\frac{1808}{42,52}$	$\frac{1409}{37,54}$	$\frac{709}{26,62}$	$\frac{801}{28,30}$	$\frac{1258}{35,47}$	$\frac{1354}{36,79}$

Оцінку суттєвості впливу орієнтації стикового шва згортних втулок при певних фіксованих значеннях кута Θ здійснили використавши критерії Фішера $F = \frac{D_1(H_p)}{D_2(H_p)}$,

причому $D_1(H_p) > D_2(H_p)$ і Стюдента $t_k = \frac{|\bar{H}_{p1} - \bar{H}_{p2}| \cdot \sqrt{n}}{\sqrt{D_1(H_p) + D_2(H_p)}}$ [6]. Порівняння

здійснювали відносно характеристик \bar{t}_b і \bar{t}_3 та $D(t_b)$ і $D(t_3)$ отриманих при значенні $\Theta = 0^\circ$. Значення критеріїв F і t_k подані в таблиці 2.

Таблиця 2. Значення критеріїв Фішера F та Стюдента t_k суттєвості впливу орієнтації втулок в задане положення, що визначається кутом Θ на різнорозмірність контактуючих кроків.

Критерії оцінки суттєвості впливу	Значення F і t_k при співставленні \bar{H}_p і $D(H_p)$ отриманих при різних співвідношеннях Θ				
	$\frac{15^\circ}{0^\circ}$	$\frac{30^\circ}{0^\circ}$	$\frac{60^\circ}{0^\circ}$	$\frac{90^\circ}{0^\circ}$	$\frac{180^\circ}{0^\circ}$
Фішера, за дисперсією - F при $F_t = 1,7$	1,28	2,55	2,26	1,43	1,33

+ - суттєво, - -не суттєво	-	+	+	-	-
Студента, за середнім значенням - t_k при $P(t_k) > 0,9$	0,0016	0,0073	0,0055	0,0096	0,0033
+ - суттєво, - -не суттєво	-	-	-	-	-

Аналіз даних поданих в таблиці 2 показує, що орієнтація стикового шва в задані положення, що визначаються кутами Θ_i на середнє значення різнорозмірності впливає несуттєво.

Суттєвий вплив орієнтації стикового шва втулки на дисперсію розсіювання різнорозмірності при значеннях кута $\Theta = 30^\circ$ і $\Theta = 60^\circ$ пояснюється відхиленням від круглості внутрішньої циліндричної поверхні втулки в цій зоні, як наслідок технологічної спадковості, отриманої при формуванні втулок методом періодичного деформування.

Практична цінність проведених досліджень і отриманих результатів полягає в тому, що їх можна використати для коректування номінальних значень міжцентрових віддалей отворів внутрішніх і зовнішніх пластин і забезпечити оптимальне значення H_p^{opt} методика визначення якого подана в [2].

Література

1. Зубченко І.І. Кінематика і динаміка ланцюгових передач. / І.І. Зубченко, С.А. Дубиняк, В.Е. Рибак // Львів: Вид-во Львівського університету. – 1992. – с.122.
2. Дубиняк С.А. Определение оптимальных соотношений шагов внутренних и наружных звеньев и среднего шага приводных цепей. / С.А. Дубиняк, И.И. Зубченко, И.Д. Дубецкий, Я.Д. Клевс // Вестник машиностроения. – 1976. – №1. – с.35-37.
3. Дубиняк С.А. Рядная разноразмерность и нагрузочная способность двухрядных цепей с ориентированными втулками. / С.А. Дубиняк, П.Д. Кривый, А.В. Куцевич // Вестник машиностроения. – 1984. – №10. – с.14-16.
4. Кривый П.Д.: автореферат диссертации на состояния ученой степени канд. тех. наук.: спец. 05.02.02. “Машинознавство и детали машин” / П.Д. Кривый. – Львов, 1990 – 18 с.
5. Кривый П.Д. Розмірний аналіз точності контактних кроків приводних роликів і втулкових ланцюгів. / П.Д. Кривий, В.В. Лазарюк, П.П. Кривінський, О.Л. Бондаренко, Н.М. Тимошенко // Машинознавство. Львів, – 2008. – №1(127) – с.20-25.
6. Клокер Я.Д. Математический анализ точности механической обработки деталей. / Я.Д. Клокер // “Техника” – 1979. – с.200.



УДК 621.855

Петро Кривий¹ доцент; Андрій Сенік¹; Олександр Бондаренко²

¹ Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46000

² НВО Краматорський завод ланцюгів “ПРОМТЕХКОНСТРУКЦІЯ”
вул. Леніна, 61, м. Краматорськ, 84333

ЗАГОТОВКА ДЛЯ ЗГОРТНИХ ВТУЛОК ПІДВИЩЕНОЇ ТОЧНОСТІ ФОРМИ

Petro Kryvyy; Andriy Senyk; Oleksander Bondarenko

INCREASED SHAPE ACCURACY FLANK FOR SUING FUSHES

New construction of the blank for suing bushes of the increased shape accuracy has been proposed. Experimental run of the suing bushes made of the proposed flanks was manufactured. Officiency of the proposed construction solution was testified, using the Fourier's trigonometric series departure from rounding scatlering.

Згортні втулки найбільш широко застосовуються у масовому виробництві

приводних роликів і втулкових ланцюгів (ПРВЛ), потреба яких в

народногосподарському комплексі України складає понад 10 млн. погонних метрів.

Показано на основі аналізу літературних джерел, що одним із найважливіших показників якості згортних втулок, який значним чином впливає на їх зносостійкість, є відхилення від круглості в їх поперечних перерізах, а саме наявність прямолінійних ділянок на круглограмі та розкритість згортного шва. Такі відхилення від круглості внутрішньої циліндричної поверхні (ВЦП) згортних втулок, які утворюються внаслідок технологічної спадковості, не вдається повністю ліквідувати багаторазовим калібруванням у матрицях. Більше того, при калібруванні виникають значні навантаження, які постійно діють на калібруючі матриці в одному і тому ж місці, що в результаті втомлює і приводить до зниження їх стійкості, збільшення їх потреби і зниження ефективності технологічного процесу формування згортної втулки.

З метою забезпечення високої точності форми ВЦП згортних втулок запропоновано конструкторсько-технологічне рішення, реалізація якого забезпечує значне зменшення відхилення від круглості після формування втулок.

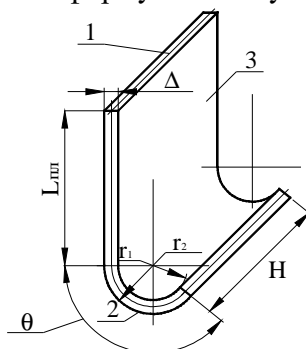


Рисунок 1. Загальний вигляд запропонованої заготовки.

Поставлена задача вирішується шляхом виконання заготовки (рис. 1) для згортної втулки у вигляді плоскої прямокутної карточки певної довжини, шириною H , яка дорівнює висоті згортної втулки і товщиною Δ , яка дорівнює товщині стінки згортної втулки, причому на одному кінці плоскої прямокутної карточки 1, на частині її довжини сформована частково-циліндрична оболонка 2, в якій, у перерізі перпендикулярному поздовжній осі цієї оболонки, радіус кривизни r_1 її внутрішньої циліндричної поверхні дорівнює половині діаметра внутрішньої циліндричної поверхні згортної втулки, а радіус кривизни r_2 зовнішньої циліндричної поверхні цієї оболонки дорівнює половині діаметра зовнішньої циліндричної поверхні згортної втулки і ця частково-циліндрична оболонка в цьому ж перерізі обмежена центральним кутом $\Theta = \pi/4 \dots \pi$ і спряжена з іншою частиною плоскої прямокутної карточки 3, довжина якої дорівнює $L_{nl} = r(2\pi - \Theta)$, де $r = \Delta / \ln(r_2/r_1)$ - радіус кривизни нейтрального шару перерізу частково-циліндричної оболонки перпендикулярного до її поздовжньої осі.

З метою отримання оціночних характеристик круглості згідно із вимогами існуючих стандартів була створена дослідна партія запропонованих заготовок з яких були сформовані втулки за традиційною технологією в циліндричній матриці без використання оправки, обсяг

дослідної партії склав 30 шт. Використавши традиційні заготовки – плоскі прямокутні карточки за тією ж технологією були сформовано 30 втулок.

Торцевий профіль отриманих втулок після згортки поданий на рис. 2.

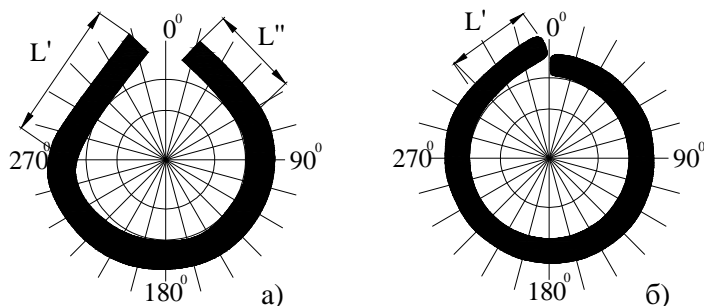


Рисунок 2. - Профіль втулок для ПРВЛ з кроком 19,05 мм. виготовлених за:

а) – із заготовки – прямокутна плоска карточка; б) – із запропонованої заготовки.

L' , L'' - прямолінійні ділянки утворення зв'язку в результаті формування згортної втулки.

Відомим методом отримували круглограми ВЦП втулок після згортки карточок. Для кожної круглограми як окремої реалізації визначали відхилення від базового прилягаючого кола в 24-х фіксованих положеннях. За точку відліку взяли положення згортного шва. Стабільність технологічного процесу перевірялась за критерієм λ_0 [1]. Отримані за 30 круглограмами результати табулювали і усереднювали для кожного із 24-х положень.

Відхилення біжучого радіуса ΔR_i мають характер випадкових похибок і являють собою випадкову стаціонарну неперервну періодичну функцію з періодом 2π , аргументом якої є кут повороту φ . Реалізації відхилень від круглості усередненої круглограми апроксимували тригонометричним рядом Фур'є $\psi(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cdot \cos kx + b_k \cdot \sin kx)$, де a_0 - вільний член; a_k і b_k - тригонометричні коефіцієнти Фур'є.

Виконавши чисельне інтегрування випадкової функції $\psi(x)$ для 24-х значень аргумента за формулами: $a_k = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^{24} \psi(x_i) \cos \frac{ik\pi}{12}$; $b_k = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^{24} \psi(x_i) \sin \frac{ik\pi}{12}$, визначили значення амплітуд $A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$.

Визначені значення амплітуд A_i середніх значень відхилень від круглості $\bar{\Delta}_{\text{трад.}}$ і $\bar{\Delta}_{\text{запроп.}}$ та дисперсій розсіювання $D(\Delta) = \sum_{i=1}^{10} A_i / 2$ подані в таблиці.

Таблиця. Амплітуди і характеристики розсіювань відхилень від круглості.

Форма заготовки	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	A_7	A_8	A_9	A_{10}	Середнє значення $\bar{\Delta}$, мкм	Дисперсія розсіювання $D(\Delta)$
традиційна	216	172	233	169	99	56	52	45	27	19	228,8	$8,93 \cdot 10^4$
запропонована	114,5	27,8	58,7	42,4	19,8	21,7	11,5	10,4	7,3	5,2	57,3	$1,015 \cdot 10^4$

За критерієм Фішера і Стюдента [1] встановили що запропонована заготовка забезпечує суттєвий ефект як за підвищенням точності форми ВЦП втулки, так і за зменшенням дисперсії розсіювання відхилень від круглості.

Література

1. Колкер Я.Д. Математический анализ точности механической обработки. – К.: Техника, 1976. – 200с.



Валерій Кушик, доцент

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37*

ПІДВИЩЕННЯ ОСЬОВОЇ ТОЧНОСТІ ОБРОБКИ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ З ГНУЧКИМ ЗВ'ЯЗКОМ НА ТОКАРНИХ АВТОМАТАХ

Valerij Kushyk

AN INCREASE OF AXIAL EXACTNESS OF TREATMENT OF CYLINDER DETAILS OF TRANSMISSIONS IS WITH FLEXIBLE CONNECTION ON LATHE AUTOMATS

The results of the search and study of wide-range precision collets chucks of animation and effects of design parameters to improve axial precision machining of cylindrical parts.

В умовах багатономенклатурного виробництва такі показники токарного автоматизованого обладнання як швидкопереналагоджуванність, широкодіапазонність, підвищення якості обробки за рахунок забезпечення стабільності осьової точності при затиску широкого діапазону затискуваних заготовок, зокрема, пруткових, є актуальною проблемою і вимагає створення нових схем і конструкцій затискних широкодіапазонних високоточних цангових патронів.

Для пошуку нових схем і конструкцій високоточних широкодіапазонних цангових патронів використано диференціально-морфологічний метод, який дозволив запропонувати ряд конструкцій одно- і багаторядних цанг і цангових патронів з мультиплікацією на рівні винаходів і корисних моделей.

Теоретичні дослідження показали, що розкид діапазону затискуваних прутків залежить від геометричних характеристик затискної цанги, а саме від тангенціальної розрізки. При цьому встановлено, що раціонально використовувати конструкції з двохранною мультиплікацією і нерухомою в осьовому напрямку циліндричною цангою. Таке конструктивне виконання підвищує осьову точність затиску прутків на багатошпindelних токарних автоматах за рахунок зменшення відтягування від упора. Експериментальні дослідження в лабораторних умовах на спеціально розробленому стенді на основі багатошпindelного токарного автомата підтвердили результати теоретичних досліджень про збільшення розкиду сил затиску при збільшенні відхилення затискуваних прутків до 2-3 мм. Виробничі випробування показали, що затиск прутків високоточними цанговими патронами з подвійною мультиплікацією і нерухомою в осьовому напрямку осьовою цангою є надійним і забезпечує виготовлення циліндричних деталей в межах допуску.

Для забезпечення стабільності характеристик даного типу цангових патронів із забезпеченням затиску пруткових заготовок більше 3 мм необхідно переходити до нових конструкцій, наприклад, з фланцем і змінними додатковими затискними елементами або нових способів затиску.

Література

1. Кузнецов Ю.Н., Кушик В.Г., Юрчишин О.Я. Широкодиапазонные и многофункциональные зажимные механизмы: теория и практика: монография. К.: ООО "Змок" – ООО "Гнозис". - 2011. - 424с.
2. Кузнецов Ю.Н., Кушик В.Г., Юрчишин О.Я., Ковальчук Р.І. Порівняльні експериментальні дослідження характеристик цангових затискних патронів токарно-револьверного верстату з ЧПК Вісник КПІ, серія машинобудування. – 2006. - №48. – С.143-148.
3. Цанговий патрон. Патент України №20454, МПК В23В31/20 // Кузнецов Ю.М., Кушик В.Г., Гриценко Д.М. - №u200609019, заявл. 14.08.2006; опубл. 15.01.2007, Бюл. № 1.



Василь Струтинський¹, професор; Микола Покінтелиця², доцент

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37

²Севастопольський національний технічний університет, м. Севастополь, вул. Гоголя, 14

КОМПЛЕКСНІ МЕТОДИ ОБРОБКИ ПАР ТЕРТЯ В ПЕРЕДАЧАХ З ДИНАМІЧНИМ НАВАНТАЖЕННЯМ

Vasyl Strutinsky, Mykola Pokintelica

COMPLEX METHODS OF TREATMENT OF PAIR OF FRICTION ARE IN TRANSMISSIONS WITH DYNAMIC LOADING

The new complex methods of treatment of surfaces of pair of frictions which will realize the features of processes of tooling on metal-cutting machine-tools are developed. The stages of technological process are described accordingly these methods and optimum modes of treatment.

Пари тертя у вузлах передач мають інтенсивне динамічне навантаження. Тому поверхні тертя повинні мати високу твердість і зносостійкість. Наявність ударних навантажень обумовлює високі вимоги до тріщиностійкості як поверхневого шару так і серцевини деталей які утворюють пару.

Традиційно застосовуються методи поверхневої обробки деталей виготовлених із сталі з низьким вмістом вуглецю. До них відноситься цементація, азотування та інші. Дані методи обробки відзначаються трудомісткістю, потребують складного оснащення.

В НТУУ «КПІ» розроблені нові комплексні методи обробки поверхонь пар тертя, які реалізують особливості процесів механічної обробки на металорізальних верстатах. Методи включають попередню чорнову обробку деталі спеціальним дисковим інструментом. В результаті чорнової операції реалізується оплавлена хвиляста поверхня амплітуди і періоди хвиль якої залежать від параметрів динамічної системи верстата. Введенням спеціальних пристосувань у вигляді вібраційного стола досягається ціле направлена зміна параметрів хвилястості обробленої поверхні. Таким чином регулюється величина амплітуди в межах 10..100мкм та періоду хвиль в межах 0,02..2,0 мм.

Одержана поверхня має високу якість. На ній відсутні тріщини, сколи та інші мікродфекти. По результатам вимірів твердість поверхневого шару на глибині 0,8..1,2 мм в 2..4 рази перевищує твердість основного матеріалу деталі (для сталей 30ХГСА, 35ХГСА, сталь 45).

Із врахуванням технологічної спадковості проводиться операція проміжної фрезерувальної обробки хвилястої поверхні. При цьому знімаються гребені хвиль з утворенням переривчастої плоскої поверхні з квазіоднорідним рельєфом. Впадини між плоскими ділянками мають оплавлену поверхню без мікродфектів і забруднень.

Наступна шліфувальна операція проводиться із врахуванням напряму створеної системи канавок. Рух шліфувального круга орієнтується по превалюючому напряму канавок і відповідних їм плоских ділянок. Шліфувальна операція проводиться із врахуванням технологічної спадковості попередніх чорнової та фрезерувальної операцій. До і після шліфувальної операції рекомендується вібраційна обробка деталі з метою зняття остаточних напружень в матеріалі деталі.

Фінішна операція включає доводку обробленої поверхні на плиті. При доводці застосовуються абразивні пасти різної зернистості із підвищенням тонкості пасти в процесі виконання доводочної операції. Остаточо проводиться полірувальна операція яка має на меті скруглення крайок між плоскими ділянками поверхні і впадинами. Для пар тертя які працюють в умовах гарантованого змащення застосовується покриття, зокрема, гальванічне мідне або подібні йому.

Запропоновані методи обробки пар тертя використані при проектуванні і виготовленні вузлів передач з динамічним навантаженням. Підтверджена висока якість одержаних пар тертя.



Олександр Литвин, доцент

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
03056, м.Київ, пр. Перемоги, 37*

УПРАВЛІННЯ ТОЧНІСТЮ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ НЕЖОРСТКИХ ДЕТАЛЕЙ ПРИВОДІВ З ПРУЖНИМИ ЗВ'ЯЗКАМИ

Alexandr Litvin

DEPARTMENT OF PRECISION MACHINING NON-RIGID PARTS WITH ELASTIC CORDS DRIVES

The aim of research is the study of internal and external security factors that are characteristic for mechanism drives with elastic ties, taking into account the influence of these factors on the elastically deformed state of the main parts of machines and their manifestation in the occurrence of kinematic and dynamic errors of machine tool.

В машинах та механізмах приводів з пружними зв'язками для узгодження кінематики та динаміки ланок застосовують велике розмаїття нежорстких деталей, в т.ч. тонкостінних. Експлуатуються вони в важких умовах дії змінних навантажень, прискорень, вібрацій, температур. Нежорсткі деталі приводів виконують функції опорних, несучих, компенсаційних, пружно-деформуючих, ущільнюючих елементів.

Одним з важливих завдань сучасного машинобудування є зниження ваги деталей. Цю обставину диктує необхідність використання високоточних виробів з малою товщиною стінок, які в більшості випадків виконують основні функції і гарантують надійність і довговічність роботи приводів машин. Застосування таких деталей характерне як для загального машинобудування, а особливо для виробів авіаційної і ракетної техніки, космічної і військово-промислової галузі, тобто там, де мала вага є необхідною властивістю конструкції. Основні показники параметрів точності і якості поверхневого шару деталей при механічній обробці забезпечуються на останніх стадіях технологічного процесу. Як одна з основних операцій фінішної обробки є чистове точіння. Як фінішний метод обробки чистове точіння дозволяє значно виправляти початкові погрішності геометричної форми отвору і формує шорсткість поверхні з оптимальним мікрорельєфом залежно від експлуатаційних вимог деталей, що сполучаються. Проте із-за особливості тонкостінних оболонкових деталей – їх мала жорсткість, досягнення заданих конструктором вимог параметрів точності є достатньо складним технологічним завданням. Практика показала, що основними чинниками, що впливають на геометричну точність деталі при токарній обробці, є з одного боку зусилля закріплення заготовки в пристосуванні, а з іншої - тиск ріжучого інструменту на оброблювану поверхню. Окрім цього конструкція тонкостінних деталей може передбачати наявність фланців по торцях або в середній частині, виступів, вікон, зубчатих передач і так далі. Останнє приводить до нерівномірної деформації стінок і, як наслідок, до виникнення похибок обробки сумірних з допуском на обробку як в осьовому так і в поперечному перетинах.

Розмірна обробка таких деталей на технологічних операціях точіння, шліфування і інших пов'язана з прогином оброблюваних поверхонь під дією сил різання і закріплення з подальшим формуванням пов'язаних з цим похибок обробки. вказане найбільш характерний для обробки деталей силових приводів з пружними зв'язками. Важливо оцінити можливі похибки обробки на стадії технологічної підготовки виробництва.

Аналіз літературних джерел показав, що основними методами прогнозування похибок автоматизованої обробки є теорія пружності і метод скінчених елементів. Використовувані в даний час методики розрахунку трудомісткі і неточні. Відомі розрахункові залежності для визначення деформацій і переміщень в тонкостінних кільцевих деталях.

Можна визначити два підходи до розрахунку переміщень: 1) в ряді джерел характер прикладення зусилля затиску – точковий, 2) в інших (таких значно менше) враховується ширина (або кут охоплення) затискного кулачка. Конструктивно це втілюється в способи реалізації затиску тонкостінних деталей на верстаті (рис.1).

Зв'язок ваги деталі з її жорсткістю математично описується при розтягуванні – стискуванні та при згинанні:

$$Q = \frac{N\beta^2 D^2 \gamma}{\Delta l \cdot E}; \quad Q = \frac{(\frac{\rho}{3})^{\frac{1}{3}} \cdot \beta^2 \cdot D^2}{(\frac{1}{\beta} D)^{\frac{1}{2}}} \cdot \frac{S\gamma}{\sqrt{JE}}$$

де N – поздовжня сила, γ – густина, E – модуль пружності, P – поперечна сила, β – прогин, Δl – подовження, S – площа поперечного перетину, D – діаметр.

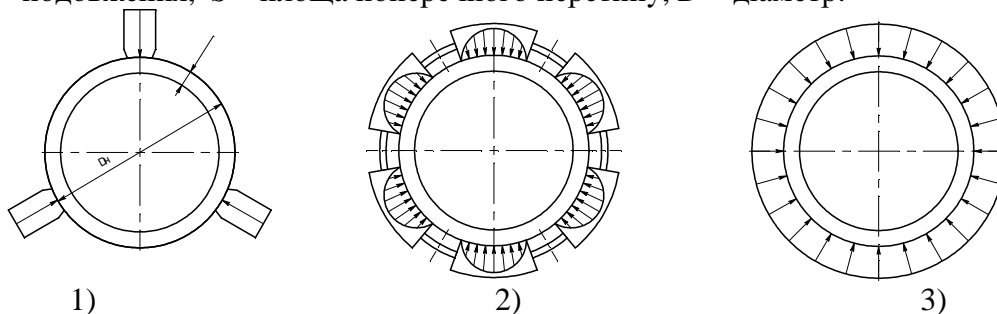


Рисунок 1. Способи затиску нежорстких деталей: 1- точковий затиск, 2- застосування широких затискних елементів, 3 – охоплення по всьому контуру

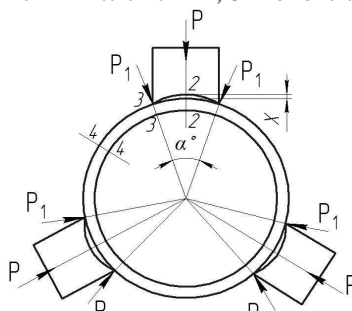


Рисунок 2. Схема закріплення тонкостінного кільця широкими кулачками, де P_1 – зусилля затиску кулачків; α° – кут охоплення кулачків; x – зазор між кулачком і кільцем; φ° – поточний кут між перетином OO і перетином $m-m$, для якого визначається переміщення.

Найбільший прогин та випучування:

$$\delta = C_1 \cdot \frac{PR^3}{2 \cos \frac{\alpha}{2} \cdot EI}$$

де C_1 – коефіцієнт, залежний від кута обхвату кулачків і перетину.

В результаті виконаних досліджень проаналізовані розрахункові залежності, отримані із різних джерел, що виражають зв'язок між деформацією δ тонкостінних деталей, кутом охоплення кулачків, зусиллями затиску при закріпленні їх в затискних пристрої, а також розраховані відповідні похибки форми, що дозволяє розрахувати зусилля затиску деталі і усунути похибки від закріплення в автоматичному затискному пристрої.

Створена комп'ютерна модель для дослідження виникаючих похибок при закріпленні тонкостінного кільця в трьохкулачковому патроні з різними кутами охоплення в програмі ANSYS. Перспективним вирішенням проблеми прогнозування похибок може стати використання методу моментних циліндрових оболонок і імітаційного моделювання. Переваги даних методів очевидні: простота математичного опису, точність розрахунку, високий ступінь автоматизації.



Петро Кривий, доцент; Назар Кашуба

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
46000, м. Тернопіль, вул. Руська, 56*

ПРИСТРІЙ ДЛЯ ОБРОБКИ ПЛОСКИХ ПОВЕРХОНЬ ВІБРАЦІЙНИМ ОБКОЧУВАННЯМ

Petro Kryvyy; Nazar Kashuba

DEVICES FOR SURFACE WORKING BY PLANE MEANS OF VIBRATION ROLLING

The analysis of manufacturing and technology accessories for regular micro-relief forming at flat surfaces by vibration rolling is given. The new design of apparatus providing an equal vibration rolling forces at all vibration rolling devices is proposed.

Проаналізовано відомі технології і конструкції багатовіброобкатникових пристроїв з пружними навантажувачами для формування регулярних мікрорельєфів на плоских поверхнях [1-3]. Відмічено, що за допомогою даних конструкцій пристроїв забезпечується 10 видів регулярних мікрорельєфів [4].

Встановлено, що конструкції даних пристроїв мають ряд недоліків, суть яких полягає у неможливості формування регулярного мікрорельєфу через незабезпечення однакових зусиль віброобкочування на кожному із віброобкатників через нестабільність жорсткісних характеристик циліндричних пружин.

Тому розробка конструкції пристрою для формування регулярних мікрорельєфів на плоских поверхнях, який усуває вказані недоліки є актуальною задачею.

Суть конструкції запропонованого пристрою полягає в використанні важільного механізму, що дозволяє забезпечити однакове зусилля віброобкочування F_g на кожному із віброобкатників.

Особливістю пристрою є таке конструктивне рішення, яке характеризується певною технічною новизною. По-перше, зусилля віброобкочування F_g на кожному із віброобкатників створюється за рахунок використання тільки однієї пружини стиску і важільного механізму, який за своїм принципом роботи виконує роль вирівнювача зусиль віброобкочування і забезпечує при цьому однакові значення F_g на кожному із віброобкатників. По-друге, траєкторія руху каретки, в перпендикулярному напрямку до руху віброобкочуваної стрічки забезпечується не направляючими типу „ластівчин хвіст”, а за рахунок використання фігурних пружних елементів і внутрішнього тертя, які забезпечують стабільність руху каретки без додаткового тертя ковзання. По-третє, траєкторія руху віброобкатників від нижнього крайнього положення до верхнього може забезпечуватися кулачковим механізмом приводу осциляційного руху з кулачком, в якому профіль виконано за Архімедовою спіраллю.

Запропонована конструкція виконання пристрою для формування регулярних мікрорельєфів на плоских поверхнях віброобкочуванням, дає можливість забезпечити однакове зусилля віброобкочування F_g на всіх віброобкатниках і тим самим постійність форми рельєфу.

Дана конструкція може бути використана для віброобкочування стрічок, які використовуються при виготовленні згортних втулок приводних роликів і втулкових ланцюгів, а також шкворневих втулок рульового механізму деяких автомобілів, що дасть змогу покращити шорсткість, маслоємність і зносостійкість контактуючих поверхонь.

Література

1. Шнейдер Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. – 2-е изд., перероб, и доп. – Л.: Машиностроение, Ленинград отд-ние, 1982. – 248с.
2. Киричок П.О. Комплексна оздоблювально-зміцнювальна обробка циліндричних поверхонь / П.О. Киричок, О.І. Хмілярчук // Машини і автоматизовані комплекси.-2003 - №8.

3. А.с. 659370 СССР, МКИ В24 В39/00. Устройство для обработки виброобкатыванием плоских поверхностей / П.Д. Кривый (СССР). - №2486606/25-27; заявл. 12.05.77; опубл. 30.04.79, Бюл. №16.

4. Кривий П.Д. Математичні моделі частково регулярних мікрорельєфів на плоских поверхнях / П.Д. Кривий. Н.П. Кашуба // Матеріали міжнародного наук.-техн. конф. студентів, аспірантів і молодих вчених «Прогресивні напрямки розвитку машино-приладобудування та транспорту» (Україна, м. Севастополь 17-19 травня 2011р.). – Севастополь: Вид-во СевНТУ.– 2011. –С.71-72.



УДК 621.9

Степан Штогрин; Ігор Луців, професор

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56*

МЕХАНІЗМИ СТРУЖКОПОДРІБНЕННЯ З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИМ ЗВ'ЯЗКОМ ПРИ БАГАТОЛЕЗОВІЙ ТОКАРНІЙ ОБРОБЦІ

Stepan Shtogryn, Ihor Lutsiv

THE MECHANISMS OF THE CHEAP CUTTING WITH ELECTROMECHANICAL CONNECTION FOR MENY BLADES IN TURNING TREATMENT

The analysis of cheap cutting in multiedge machining of the rotating type form parts using mechanisms of adaptive type is given. It is proposed to change intertool mechanical link and replace by electromechanical with programming control.

Подрібнення стружки – важливий етап металообробки в сучасному машинобудуванні, оскільки небажане явище зливної стружки має місце при обробці в'язких металів і сильно заважає ефективній роботі автоматичних ліній, а, в окремих випадках, призводить до їх поломки. Відомо ряд методів і способів стружкоподрібнення, які мають як переваги так і недоліки. Подрібнення може відбуватись як в процесі обробки безпосередньо так і окремою операцією.

На кафедрі конструювання верстатів інструментів та машин розроблено методи подрібнення стружки в процесі обробки з використанням механізмів адаптивного типу. Розроблено ряд пристроїв адаптивного типу для подрібнення стружки при багатолезовій обробці, що мають механічний зв'язок між ріжучими лезами. Використання електро- та комп'ютерної техніки дає можливість контролювати і програмно регулювати процеси металообробки безпосередньо під час роботи. Отже, постає задача пошуку сучасної альтернативи механічному зв'язку. Заміна механічного зв'язку електромеханічним дасть змогу програмно керувати процесом подрібнення стружки в залежності від факторів та умов різання, зокрема сили різання.

Оскільки основною умовою стружко подрібнення, є осьові або тангенціальні коливання одного із ріжучих лез, в межах подачі, необхідно мати привід коливань. В якості приводу коливань рухомого супорта доцільно використати тяговий електромагніт, програмно зв'язаний із відносно нерухомим супортом, оскільки електромагніти при невеликих габаритних розмірах можуть забезпечувати значні зусилля і реагувати на сигнали системи керування швидше і якісніше, ніж механічні системи. На нерухомому інструменті буде встановлено датчик навантажень, аналізуючи дані якого система керування задаватиме частоту коливань. Зважаючи на те, що при подрібненні стружки можна використовувати як осьові так і тангенціальні коливання, в залежності від окремих факторів, доцільно використовувати установку із можливістю зміни закону коливань. З використанням електричного програмованого зв'язку це стає можливим і технічно не складним. Оскільки ріжучі леза не пов'язані механічно, ця задача вирішується поворотом рухомого супорта. На рухомому супорті розміщені два різцетримачі перпендикулярно один відносно іншого, і використовуються в залежності від положення супорта для осьових чи тангенціальних

коливань. Амплітуда коливань, яка постійно повинна знаходитись в межах подачі нерухомо закріпленого інструмента, може регулюватись механічно, переміщенням електромагніта, а також для невеликого регулювання іншими способами. Сам електромагніт підбирається в залежності від необхідної сили різання та подачі.

Таким чином застосування електромагнітних приводів та системи керування у розробці механізмів адаптивного типу для подрібнення стружки при багатолезовій обробці тіл обертання, наприклад валів, втулок, роликів приводних роликів і втулкових ланцюгів, має значні переваги і може використовуватись як альтернатива механічним системам.



УДК 621.9

Петро Кривий, доцент; Володимир Крупа

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
46001, Україна, м. Тернопіль, вул. Руська 56*

КОНСТРУКЦІЯ СПЕЦІАЛЬНОГО ЗЕНКЕРА ДЛЯ ЧИСТОВОЇ ОБРОБКИ ВНУТРІШНІХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ ВТУЛОК І РОЛИКІВ ЛАНЦЮГІВ

Petro Kryvyi, Volodymyr Krupa

CONSTRUCTION OF THE SPECIAL SPOTFACER IS FOR CLEAN TREATMENT OF INTERNAL CYLINDER SURFACES OF HOBS AND ROLLERS OF CHAINS

The technological route of making of hobs and rollers of drive roller and hob chains is analysed. It is suggested to replace the last operation of the internal polishing n operation of the thin boring, and the proper construction of instrument is given.

Проаналізовано технологічний процес виготовлення цільних втулок та роликів однорядних та багаторядних приводних роликів та втулкових ланцюгів. В маршрут обробки входять операції зовнішнього точіння, а отвір формують свердлінням, зенкеруванням і розвертуванням. Далі проводять термообробку і після того шліфують внутрішню циліндричну поверхню, забезпечуючи при цьому точність 8-9 квалітету і шорсткість $Ra = 0.4 - 0.8 \mu\text{m}$ [1].

Запропоновано замінити фінішну шліфувальну операцію операцією тонкого розточування з використанням нижчеописаного багатолезового різального інструменту, що працює за методом розточування на розтяг [2], коли в процесі роботи і корпусі виникають напруження розтягу, з використанням різальних елементів з кубічного нітриду бору.

Інструмент складається з корпусу 1 (рис. 1), на якому виконані хвостова і робоча частини з чотирма різальними 3, 8, 9, 17 та чотирма напрямними 4, 5, 13, 14 елементами. Хвостовик, на якому виконана двохзахідна різь та циліндрична поверхня служать для співвісного з'єднання інструмента з оправкою. Діаметр описаного кола по напрямних більше діаметра оброблюваного отвору на величину 0,6-1 мм. Для підводу ЗОР в зону різання в корпусі 1 виконаний центральний отвір 2 з вікнами 10, що подають ЗОР до кожного з різальних елементів.

В корпусі 1 виконані чотири однакові попарно діаметрально протилежно розміщених, перший 15 навпроти третього 12 і другий 16 навпроти четвертого 11, паралельних до поздовжньої осі корпусу клиноподібних пазів. Сліди перших плоских бокових поверхонь кожного з клиноподібних пазів в площині перпендикулярній до поздовжньої осі корпусу є нормалі до кола, утвореного перерізом цієї ж площиною зовнішньої циліндричної поверхні корпусу. На других бокових поверхнях клиноподібних пазів, які розміщені під кутом ω по відношенні до відповідних перших плоских поверхонь клиноподібних пазів, меншим від кута тертя, виконані рифлення, які нахилені під кутом

$\eta = \arctg((\Delta + h_r)/a_{\min} \cdot tg\omega)$ до поздовжньої осі корпусу, де h_r – величина зношування різального елемента в радіальному напрямку; Δ – величина перезаточування; $a_{\min} = 0.1...0.2\text{мм}$.. Кути між першою плоскою боковою поверхнею першого клиноподібного паза 15 і першою плоскою поверхнею другого клиноподібного паза 16, а також кут між першою плоскою поверхнею третього клиноподібного паза 12 і першою плоскою поверхнею четвертого клиноподібного паза 11 в площині перпендикулярній до осі корпусу однакові і рівні $\theta_{12} = \theta_{34} = \theta_{\min} = 45...60^\circ$ (рис. 1).

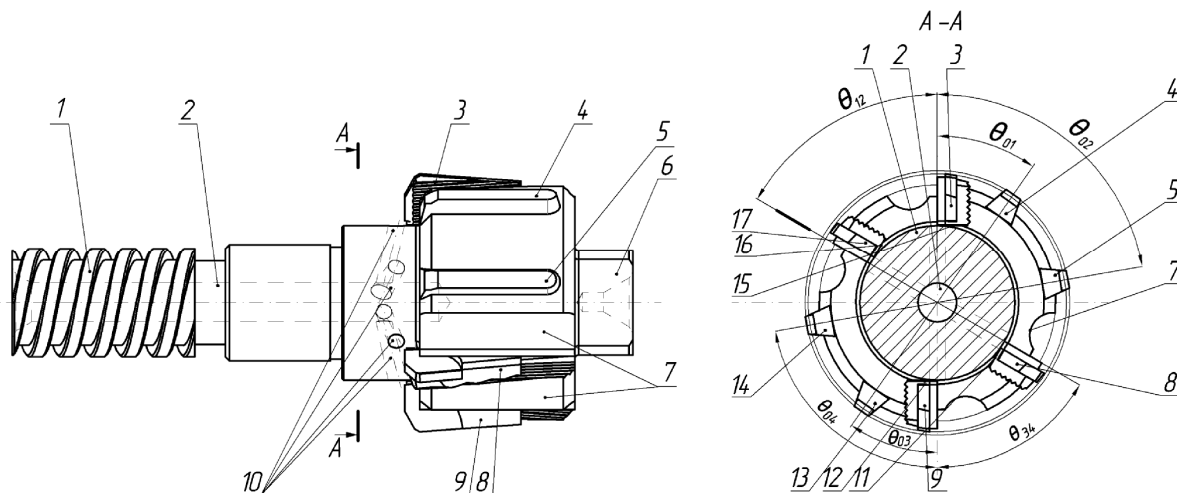


Рисунок 1. Конструкція спеціального зенкера

В клиноподібні пази 15, 16, 12, 11 відповідно встановлені різальні елементи 3, 17, 9, 8, з однаковими допоміжними кутами в плані $\phi'_1 = \phi'_2 = \phi'_3 = \phi'_4 = \phi'$, на допоміжних задніх поверхнях яких виконані нульові фаски шириною $f=0,1-0,8$ мм для підвищення розмірної стійкості інструменту [3]. На головних різальних кромках різальних елементів 3, 9 встановлених відповідно в першому 18 і третьому 19 клиноподібних пазів виконані фаски під кутом $\phi_0 = 30^\circ$ до поздовжньої осі інструменту, а на головних різальних кромках різальних елементів 17, 8 які встановлені в другому 16 і четвертому 11 клиноподібних пазів виконані фаски під кутом до поздовжньої осі інструменту, величина якого визначається за формулою:

$$\phi_{2K} = \phi_{4K} = \phi_{0K} = \arccctg\left(\frac{(ctg\phi_0 + ctg\phi') \cdot (\pi - \theta_{\min})}{\theta_{\min}} - ctg\phi'\right), \quad (1)$$

В робочій частині корпусу 1 виконані чотири попарно діаметрально протилежно розміщених паралельних до поздовжньої осі інструменту пазів типу «ластівкового хвоста». Положення першого та третього пазів типу «ластівкового хвоста» в площині перпендикулярній до осі корпусу (рис. 1) визначені центральними кутами, які утворені їх осями та боковими плоскими поверхнями відповідно першого 15 та третього 12 клиноподібних пазів який визначається за формулою $\theta_{01} = \theta_{03} = 2\pi((1.5...2)b + B)/r_{en}$, де b – максимальна ширина паза типу «ластівкового хвоста»; B – максимальна ширина клиноподібного паза; r_{en} – радіус впадин пазів типу «ластівкового хвоста». Положення другого 16 та четвертого 11 пазів визначаються в площині перпендикулярній до осі корпусу центральними кутами, що утворені їх осями і боковими плоскими поверхнями відповідно першого та третього пазів за формулою $\theta_{02} = \theta_{04} = \pi - \theta_{\min} - 2\pi(3...3,5)b/r_{en}$. В ці пази встановлюються напрямні 4, 5, 13 і 14, що виконані із поліуретана СКУ-7Л згідно ТУ 84-404-78, на яких виконані забірні фаски для плавного входу інструменту в оброблений отвір. На робочій частині корпусу 1 паралельно до його осі перед кожним з різальних елементів по відношенню до напрямку обертання виконані стружкові канавки 7 для направленоного відводу

стружки з зони оброблення. В правій частині корпусу зроблені лиски б під ключ для закріплення та зняття інструмента з оправки.

Даний інструмент може використовуватись для кінцевої обробки отворів втулок, роликів та пустотілих валиків великогабаритних приводних роликів і втулкових ланцюгів з великими кроками, наприклад приводних ланцюгів ескалаторів, де необхідно забезпечити високу точність розмірів та низьку шорсткість обробленої поверхні.

Література

1. Ткачев А.Г. Типовые технологические процессы изготовления деталей машин / А.Г. Ткачев, И.Н. Шубин. – И-во ТГТУ.– 2004.– 77с.
2. Шендеров И.Б. Модель формообразования отверстия при растачивании / Шендеров И.Б. // Вестник машиностроения.– 1998. – №3.– С22
3. Макаров А.Д. Оптимизация процессов резания / А.Д. Макаров. – М.: Машиностроение, 1976.– 278с.



УДК 621.91

П. Кривий, доцент; В. Кобельник; В. Продан

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56*

ВИЗНАЧЕННЯ ГОЛОВНОГО ЗАДНЬОГО КУТА СПІРАЛЬНОГО СВЕРДЛА ГОЛОВНА ЗАДНЯ ПОВЕРХНЯ ЯКОГО В ПОРЕЧНОМУ ПЕРЕРІЗІ СФОРМОВАНА СУКУПНІСТЮ АРХІМЕДОВИХ СПІРАЛЕЙ

Petro Kryvyu; Volodymyr Kobelnyk; Vitaliy Prodan

DETERMINATION OF THE PRIMARY BACK CLEARANCE ANGLE OF THE SPIRAL DRILL, THE PRIMARY BACK SURFACE OF WHICH IN ITS CROSS-SECTION IS FAMED BY THE ASSEMBLY OF THE ARCHIMEDEAN SPIRALS

The method of finding the primary back clearance angle for the spiral drill in the case, when the trace of the primary back surface (PBS) in the cross-section, perpendicular to the drill linear axis, is described by the Archimedean spiral, has been analyzed. Condition for such approximation has been found. Dependencies for finding the primary back clearance angle in the axial? Cross-section and the primary section surfaces, have been affined.

При виготовленні деталей машин типу втулок, зокрема для приводних роликів ланцюгів підвищеної точності і міцності [1], які використовуються в різних механізмах бурових установок нафтогазодобувного обладнання, а також у приводах ескалаторів, широко застосовуються свердлильні операції.

Свердла, що використовуються при цьому, можуть мати головні задні поверхні (ГЗП) сформовані різними методами загострення, а саме: гвинтову, конічну, циліндричну, конічно-циліндричну [2] тощо.

В залежності від виду ГЗП проаналізовано існуючі різні методи вимірювання головного заднього кута (ГЗК). Встановлено, що у випадку, коли слід ГЗП свердла в поперечних (перпендикулярно до поздовжньої осі свердла) перерізах, що проходить через будь яку задану точку головної різальної кромки (ГРЗ) являє собою спіраль Архімеда $\rho = a \cdot \varphi$, де $a = R_i / 2\pi$ – параметр спіралі; φ – біжучий кут в радіанах, R_i – радіус на якому розміщена задана точка на ГРК через яку проведена січна площина перпендикулярна до поздовжньої осі свердла – метод визначення ГЗК – α невідомий.

В даній роботі запропоновано метод визначення ГЗК у випадку коли слід ГЗП в поперечному перерізі описується саме такою спіраллю. Суть запропонованого методу ілюструється рисунком 1. Нехай в результаті експериментальних досліджень отримано дані

про падіння кривої сліду ГЗП на певному куту повороту в поперечному перерізі різальної частини проведеному через точку M , що розміщена на колі 2 з радіусом R . Слід 1 ГЗП свердла представлений Архімедовою спіраллю. Введемо декартову систему координат $ХОУ$ з початком в центрі кола радіусом R . Рівняння Архімедової спіралі в цій системі координат описується залежністю [3]:

$$\sqrt{x^2 + y^2} - a \cdot \arctg \frac{y}{x} = 0 \quad (1)$$

де x, y – відповідні координати по вісям абсцис і ординат; a – параметр спіралі (коефіцієнт пропорційності).

Встановлено, що для апроксимації сліда ГЗП в поперечному перерізі спіралі Архімеда необхідно, щоб виконувалась умова $k_{1^\circ} = R/360^\circ$, де k_{1° – величина падіння кривої, що представляє слід ГЗП на куту повороту рівному 1° .

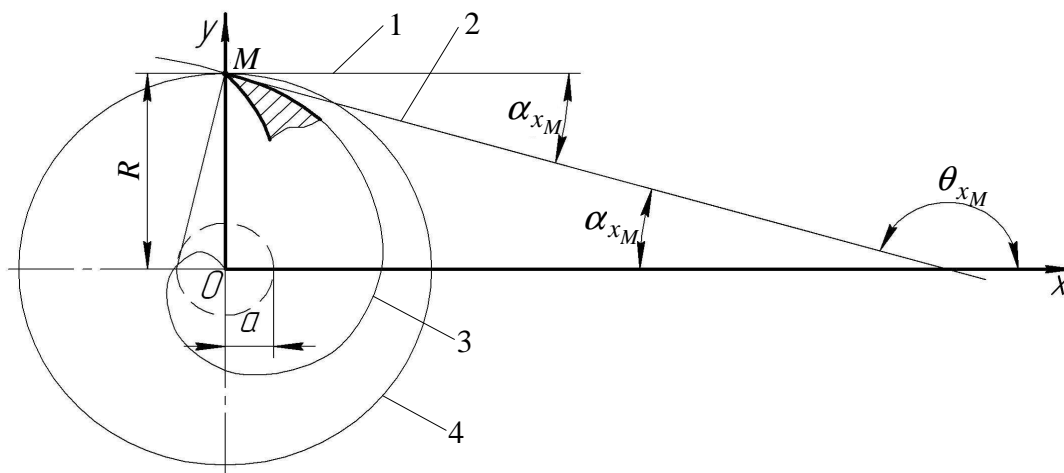


Рисунок 1. Схема формування сліду ГЗП для випадку коли його описують Архімедовою спіраллю.

ГЗК – α в поперечному перерізі проведеному через т. M буде кут між дотичною 2 поставленою до сліду 3 ГЗП в заданій точці M , яка розміщена на заданому радіусі R з координатами $x_M=0, y_M=R$ і дотичною 1 до кола 4, отриманого від обертання точки M навколо центра O .

Використавши рівняння (1) для визначення значення α знайдемо першу похідну $y' = dy/dx$:

$$y' = \frac{x(x^2 + y^2) + ay\sqrt{x^2 + y^2}}{ax\sqrt{x^2 + y^2} - y(x^2 + y^2)} \quad (2)$$

Підставивши в рівняння (2) координату т. M $x_M=0$, отримаємо значення тангенса кута, який визначає положення в декартовій системі координат $ХОУ$ дотичної до сліду ГЗП встановленої в т. M :

$$\operatorname{tg} \theta_{x_M} = -\frac{a}{y_M} \quad (3)$$

$$\text{Так як } \theta_{x_M} = \pi - \alpha_{x_M} \text{ то } \operatorname{tg}(\pi - \alpha_{x_M}) = -\operatorname{tg} \alpha_{x_M} = -\frac{a}{y_M}, \text{ а } \alpha_{x_M} = \arctg\left(\frac{a}{y_M}\right).$$

В головній січній площині $N-N$ і площині паралельній до осі свердла $O-O$ значення головного заднього кута визначаються за відповідними формулами:

$$\alpha_{N-N} = \arctg\left(\frac{a}{y_M}\right) \cdot \cos \varphi \quad (4)$$

$$\alpha_{O-O} = \arctg\left(\frac{a}{y_M}\right) \cdot \sin \varphi \quad (5)$$

Вибравши іншу точку на ГРК свердла розміщену на іншому радіусі R_1 аналогічно повторили вищеописані прийоми і отримали значення $\alpha_{R_1 N-N}$. Визначивши значення α_{R_i} в декількох $i > 3$ точках, можна знайти зміну кута α_{N-N} вздовж ГРК свердла.

Запропонована методика апробована в лабораторії «Теорія різання металів» Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя і показала достовірні результати.

Література

1. Цепи приводные роликовые повышенной прочности и точности. ГОСТ 21834-87. – [Годеи с 1989-01-01]: – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1989. – 15 с.
2. Заточка режущего инструмента / [Попов С.А., Дибнер А.С., Каменкович А.С.]. – М.: Высшая школа, 1970. – 320 с
3. Гриньов Б.В. Аналітична геометрія / Б. В. Гриньов, І. К. Кириченко. – Харків: Гімназія, 2008. – 340 с.



УДК 621.09.04

Оксана Юрчишин, доцент

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37*

ДЕФОРМАЦІЙНІ ПРОЦЕСИ ПРУТКОВОЇ ЗАГОТОВКИ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

Oksana Jurchyshyn

DEFORMATION PROCESSES OF PURVEYANCE OF SMALL TWIG OF LATHE

The theoretical model of the resilient system of spindle knot of machine-tool is developed for the calculation of static and dynamic deformations of purveyance and change of its position in the area of cutting. Resulted suggestion on the increase of exactness of position of purveyance at cutting and exactness of treatment on the whole. In particular, for the decline of static and dynamic errors of treatment the use of additional intermediate support is of purveyance is offered.

При розробці прогресивного технологічного обладнання, а саме конструкцій основних вузлів верстатів необхідні принципово нові підходи до побудови теоретичних моделей циклічних процесів. Одним із основних і плідних підходів є врахування стохастичного характеру процесів, що визначають геометричні, кінематичні і динамічні параметри руху заготовки.

В даний час рівень розробки даної науково-технічної проблеми є недостатнім. Це пояснюється в першу чергу відсутністю відповідного математичного апарату придатного для опису циклічних стохастичних процесів. Розробка відповідного теоретичного забезпечення на основі стохастичних моделей складає основу наукової проблеми.

Метою досліджень є визначення параметрів циклічних процесів, що описують деформативність пруткової заготовки при стохастичних навантаженнях і врахуванні розподіленості параметрів.

Задачами досліджень є аналіз пружної системи шпиндельного вузла верстата, розробка теоретичної моделі для розрахунку статичних і динамічних деформацій заготовки та зміни її положення в зоні різання і розробка на цій основі пропозицій по підвищенню точності положення заготовки при різанні, а відповідно, і точності обробки.

При обробці довгої заготовки ($L > L_k$) вона підтримується в задній частині шпинделя, опираючись на кільце. При цьому кінець заготовки (точка В) знаходиться за межами шпиндельного вузла. Довга заготовка защемлена в цанговому патроні (точка А) і опирається на кільце (рис. 1).

В процесі роботи верстата довжина заготовки зменшується. Коли довжина заготовки $L < L_k$ і її кінець (точка С) не контактує з кільцем має місце консольне закріплення заготовки в патроні. Зміна умов опирання і закріплення заготовки, коли її довжина близька до L_k , суттєвим чином змінює її статичний і динамічний напружено-деформований стан.

При невисоких частотах обертання шпинделя відцентрові сили є значно меншими від гравітаційних сил, що діють на заготовку, тому основним навантаженням на заготовку є гравітаційні сили.

Схема закріплення заготовки з опиранням на консолі (рис. 1а) є статично невизначеною. Дана задача розв'язана і в літературних джерелах наявні дані про її напружено-деформований стан. Враховуючи, що кут повороту перетину заготовки в точці A_1 є незначним, схему можна спростити, прийнявши $C_\varphi \rightarrow \infty$. При цьому згинальний момент в точці A_1 складе

$$M_{A_1} = \frac{qL_k^2}{8}, \quad (1)$$

де q – розподілене по довжині заготовки гравітаційне навантаження. Опорна реакція при опиранні заготовки в точці В складає $R_B = \frac{3}{8}qL_k$. Прогини заготовки в перетині на відстані x від точки A_1 складуть

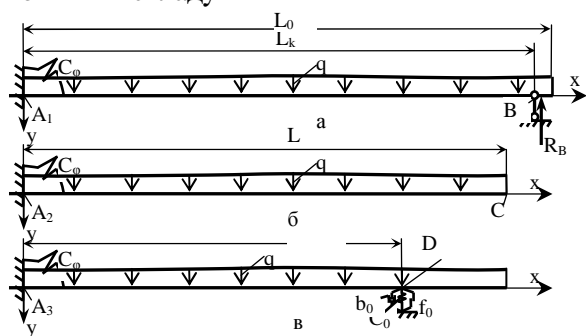


Рисунок 1. Зміна умов опирання і закріплення заготовки, яка має місце при роботі верстата: а – опирання кінцевої частини заготовки на кільце; б – консольне закріплення заготовки; в – введення проміжної пружно-демпфуючої опори заготовки

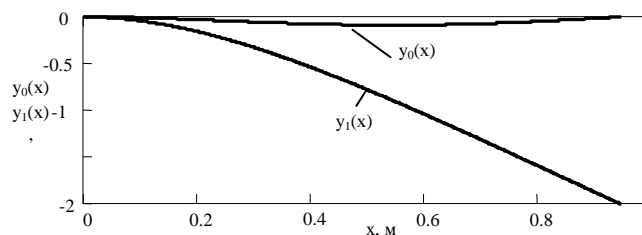


Рисунок 2. Прогин заготовки при її опиранні на кільце (крива $y_0(x)$) та консольно закріпленої заготовки (крива $y_1(x)$)

$$y_0(x) = \frac{q}{48EI} (3L_k^2 x^2 - 5L_k x^3 + 2x^4) \quad (2)$$

де E – модуль пружності матеріалу заготовки; I – момент інерції перетину заготовки.

Прогин заготовки при її опиранні по схемі рис. 1а є незначним (рис. 2).

Розглянемо консольну схему закріплення заготовки (див.рис. 1б). Згинальний момент в перетині A_2 заготовки складе

$$M_{A_2} = \frac{qL_C^2}{2}. \quad (3)$$

Прийнявши наближено $L_C = L_k$ із порівняння формул (1) і (3) визначимо, що момент в перетині A_2 заготовки при консольному закріпленні в 4 рази більший ніж при опиранні заготовки на кільце. Різке збільшення моменту приведе до суттєвого прогину заготовки. Прогин консольно закріпленої заготовки визначається залежністю

$$y_1(x) = \frac{q}{24EI} (x^4 - 4L_C x^3 + 6L_C^2 x^2). \quad (4)$$

Розрахунковий за даною формулою максимальний прогин заготовки (див. рис.3) в 20 раз перевищує прогин при опиранні заготовки на кільце. Різка зміна прогину заготовки приведе до зниження точності обробки деталей. Тому для запобігання небажаного зниження точності

запропоновано ввести проміжну пружну опору заготовки. Для визначення місця встановлення проміжної опори (точка D на рис. 1в) проведено розрахунок прогинів для різної довжини консольної частини заготовки (рис. 3).

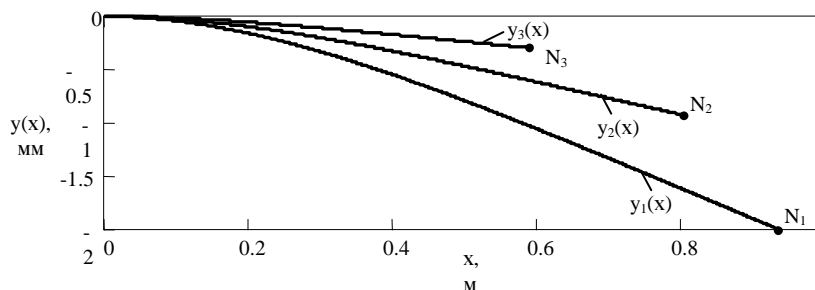


Рисунок 3. Розрахункові значення пружних ліній заготовки при зміні довжини консольної частини заготовки: y_1 при довжині заготовки L_k ; y_2 – при довжині $0,8L_k$; y_3 – при довжині $0,6L_k$

Із аналізу графіків випливає, що зменшення довжини заготовки від $L_c=0,95$ м до $L_c=0,6$ м знижує максимальний прогин в 6...8 разів. Тому додаткова проміжна опора заготовки повинна встановлюватись на відстані $L_D=(0,6..0,7)L_k$.



УДК 621.787

Володимир Гурей

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
46001 м. Тернопіль, вул. Руська, 56*

МОДЕЛЮВАННЯ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ФРИКЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Volodymyr Gurey

DESIGN OF RESILIENT SYSTEM OF FRICTION HARDENING OF MACHINES DETAILS

The dynamic model of processes that flow at the friction strengthening of machines details an instrument with intermittent working part is worked out.

Формування мікрогеометрії поверхні і якості поверхневого шару є складним фізичним процесом з активною фізико-хімічною взаємодією всіх матеріалів, що знаходяться у зоні обробки. У цьому випадку оброблювана поверхня є результатом копіювання траєкторій переміщення поверхні інструмента щодо деталі, які формують макро- та мікропрофіль. Стала шорсткість обробленої поверхні залежить від геометричних параметрів і вібрацій системи верстат-інструмент-пристрій-деталь та формується після декількох проходів робочої поверхні інструмента по певній ділянці деталі.

З відомих методів поверхневого зміцнення металевих виробів найбільше зацікавлення представляють сучасні прогресивні методи з використанням висококонцентрованих джерел енергії (лазерне, електронно-променево, іонно-плазмово та інші оброблення). Сутність даних методів поверхневого зміцнення полягає у тому, що на відносно невеликі об'єми металу діють з великими швидкостями концентровані потоки енергії високої інтенсивності та наступним його швидким охолодженням. Такі умови оброблення дозволяють отримати специфічні фізико-механічні, електрохімічні, корозійні і експлуатаційні характеристики поверхневих шарів деталей машин. До таких технологічних методів належить і фрикційне зміцнення [1, 2].

При фрикційному зміцненні формування поверхневого шару деталей машин проходить за рахунок дії у зоні контакту інтенсивного теплового потоку, який виникає при високошвидкісному тертя інструмента по оброблюваній поверхні, а також зсувного

деформування. При формуванні зміцнених шарів діють як теплові процеси, так і механічні. Для збільшення товщини зміцненого шару та покращання якості обробленої поверхні використовується інструмент з перервною робочою частиною. На робочій частині інструменту нарізуються поперечні пази. Ширина пазу вибирається з умови, щоб інструмент повністю вийшов з контакту з оброблюваною поверхнею. У зоні контакту інструмент-деталь збільшується інтенсивність зсувного деформування поверхневого шару металу за рахунок додаткових ударних навантажень, які виникають після проходження пазу над зоною контакту.

Для реалізації фрикційного зміцнення плоских поверхонь використовуються модернізовані плоскошліфувальні верстати, для тіл обертання – круглошліфувальні верстати, а також спеціальне обладнання на токарних верстатах. У даному випадку розглянемо динамічну модель процесів, які протікають при фрикційному зміцненні плоских поверхонь. Для цього розробимо розрахункову схему пружної системи верстата, яка є багатомасовою моделлю. Для цього верстат розбивається на ряд вузлів, кожний з яких є окремою масою. Окрім цього, будь-яка деталь верстата приймається як деталь умовно нескінченної маси, до якої «прив'язується» решта всіх мас. Розрахункова схема пружної системи плоскошліфувального верстата є чотирьохмасовою моделлю. Як деталь умовно нескінченної маси прийнята станина, до якої «прив'язана» решта всіх мас.

Запишемо систему диференціальних рівнянь, які описують пружну систему плоскошліфувального верстату при фрикційному зміцненні плоских поверхонь інструментом з перервною робочою частиною.

$$\frac{d^2 y_{np}}{dt^2} m_{np} - c_k (y_{np} - y_{in}) - k_k \left(\frac{dy_{np}}{dt} - \frac{dy_{in}}{dt} \right) - c_{np,v} (y_{np} - y_{ct}) - k_{np,v} \left(\frac{dy_{np}}{dt} - \frac{dy_{ct}}{dt} \right) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{d^2 y_{ct}}{dt^2} m_{ct}^* + c_{np,v} (y_{np} - y_{ct}) + k_{np,v} \left(\frac{dy_{np}}{dt} - \frac{dy_{ct}}{dt} \right) - c_{ct,v}^* y_{ct} - k_{ct,v}^* \frac{dy_{ct}}{dt} = 0$$

$$\frac{d^2 x_{np}}{dt^2} m_{np} - F_T + c_{np,r} (x_{np} - x_{ct}) + k_{np,r} \left(\frac{dx_{np}}{dt} - \frac{dx_{ct}}{dt} \right) = 0$$

$$\frac{d^2 x_{ct}}{dt^2} m_{ct}^* - c_{np,r} (x_{np} - x_{ct}) - k_{np,r} \left(\frac{dx_{np}}{dt} - \frac{dx_{ct}}{dt} \right) + c_{ct,r}^* x_{ct} + k_{ct,r}^* \frac{dx_{ct}}{dt} = 0 \quad (2)$$

$$F_T = c_k (y_{np} - y_{in}) f \quad (3)$$

$$\text{Якщо } (y_{in} - y_{np}) > 0 \text{ то } c_k = 0; k_k = 0 \quad (4)$$

Де: m_{np} – маса пристрою та деталі; m_{ct}^* – приведена маса стола;

$$\frac{1}{m_{ct}^*} = \frac{1}{m_{ct}} + \frac{1}{m_{шп}}$$

m_{ct} – маса стола верстата; $m_{шп}$ – маса шпинделя верстата; y_{np} ; x_{np} – вертикальна та горизонтальна координати пристрою; c_k ; k_k – контактна жорсткість та коефіцієнт демпфування (внутрішнє затування); y_{in} – координата інструмента; $c_{np,v}$; $k_{np,v}$ – вертикальна жорсткість та коефіцієнт демпфування пружинної підвіски пристосування; $c_{ct,v}^*$; $k_{ct,v}^*$ – приведена вертикальна жорсткість та приведене демпфування пружинної підвіски верстата;

$$\frac{1}{c_{ct,v}^*} = \frac{1}{c_{ct,v}} + \frac{1}{c_{шп,v}}; \quad \frac{1}{k_{ct,v}^*} = \frac{1}{k_{ct,v}} + \frac{1}{k_{шп,v}}$$

$c_{ст.в}$, $c_{шп.в}$ – вертикальна жорсткість стола та шпинделя верстата; $k_{ст.в}$, $k_{шп.в}$ – коефіцієнт вертикального демпфування стола та шпинделя верстата; $c_{ст.г}^*$; $k_{ст.г}^*$ – приведена горизонтальна жорсткість та приведені демпфування пружинної підвіски верстата;

$$\frac{1}{c_{ст.г}^*} = \frac{1}{c_{ст.г}} + \frac{1}{c_{шп.г}}; \quad \frac{1}{k_{ст.г}^*} = \frac{1}{k_{ст.г}} + \frac{1}{k_{шп.г}}$$

$c_{ст.г}$, $c_{шп.г}$ – горизонтальна жорсткість стола та шпинделя верстата; $k_{ст.г}$, $k_{шп.г}$ – коефіцієнт горизонтального демпфування стола та шпинделя верстата; F_T – сила тертя між інструментом та поверхнею деталі; f – коефіцієнт тертя між матеріалами інструмента та деталі.

Отриману систему диференціальних рівнянь розв'язуємо застосовуючи метод Рунге-Кутта четвертого порядку використовуючи середовище MatLAB.

Розроблена динамічна модель пружної системи верстата дозволяє визначати вертикальні та горизонтальні переміщення інструменту, деталі, пристрою та стола верстата; відображає фазовий кут удару гладкою частини інструменту; швидкість вертикальних та горизонтальних переміщень інструменту, деталі, пристрою та стола верстата; реакції пристрою та стола верстата.

Література

1. Ляшенко Б.А., Клименко С.А. Тенденции развития упрочняющей поверхностной обработкой и положение в Украине // Сучасне машинобудування. – 1999. - № 1. С. 94 – 104. 2. Бабей Ю.И., Бутаков Б.И., Сысоев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов – К.: Наукова думка, 1995. – 253 с.



УДК 621.85.055

Іван Дубецький

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
46000, м. Тернопіль, вул. Руська, 56

ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Ivan Dubetsky

THE CHAIN DRIVE RELIABILITY ESTIMATION

The complex scheme of the drive chain is discussed. The method of estimation of the chain drive no-failure reliability operation is given.

Kew words: drive chain; reliability; failure; no-failure operation.

Визначальним параметром при проектуванні ланцюгових передач є типорозмір ланцюга, який визначають виходячи із статистичної (втомливої) міцності його деталей або допустимого питомого тиску в шарнірах. При цьому випадковим параметром діючих навантажень міцнісних характеристик деталей нехтують. Це суттєво спрощує розрахунки, але не дозволяє оцінити необхідну надійність роботи передачі [1],[2].

Механічний перенос досвіду і методів ймовірнісних розрахунків окремих деталей і оцінка надійності ланцюгових передач не представляється можливим. В силу ряду властивих їм специфічних особливостей. Основними із них є суттєві зміни міцнісних і експлуатаційних характеристик передачі в процесі роботи передачі і зношення контактуючих поверхонь зубців зірочок і шарнірів ланцюга; основною несучою ланкою передачі – ланцюг складається із множини ланок і їх інтерпритації у вигляді послідовно зв'язаних елементів, при оцінці надійності приводить до явно занижених показників безвідмовної роботи [3].

Розглядається схема оцінки надійності передачі, яка передбачає її представлення у вигляді К окремих послідовно зв'язаних елементів, для яких відмова кожного із них

приводить до відмови системи в цілому. В якості таких елементів прийнятий ланцюг, зірочки, натяжний пристрій, заспокоюючий пристрій, вали, опорні вузли [3-5].

Відмова системи буде у випадку руйнування будь-якого з відмічених вище елементів передачі внаслідок втрати поточної тривалості втомливості або ударної міцності.

Сукупність механічних впливів в тому числі високочастотних коливань, а також вплив температурних і хімічних факторів на елементи конструкції приводить до того, що в них можуть виникати втомлюючі руйнування. Вони знижують несучу властивість системи, що при певній величині пошкодження приводить до руйнування елемента конструкції і може закінчитися аварією.

Запропонований метод оцінки надійності дозволяє не тільки із заданою достовірністю встановити ймовірність безвідмовної роботи передачі за різними критеріями, але і аналізувати вплив конструктивних і технологічних факторів на надійність передачі в цілому.

Література

1. Волчкович Л. И. Надежность автоматических линий. М., «Машиностроение», 1968. 308с.
2. Дальский А. М. Технологическое обеспечение надежности высокочастотных деталей машин. М., «Машиностроение», 1975. 224с.
3. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин. М., «Машиностроение», 1971. 264с.
4. Надежность и долговечность машин и оборудования. Опыт и теоретические исследования. Под ред. А. С. Проникова. М., Издательство стандартов, 1972. 316с.
5. Проников А. С. Основы надежности и долговечности машин. М., Издательство стандартов, 1969. 160с.



УДК 621.867.3

Вячеслав Ловейкін, професор; Віталій Борту́н

*Національний університет біоресурсів і природокористування України
03041, Україна, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 15*

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РУХУ СТРИЧКОВОГО КІВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА З ОДНОСТОРОННІМ ЗВ'ЯЗКОМ ТЯГОВОГО ОРГАНА

Vyacheslav Loveikin; Vitaliy. Bortun

MATHEMATICAL MODEL OF THE BELT BUCKET ELEVATOR'S MOVEMENT DYNAMICS WITH ONE-SIDE CONSTRAINT OF THE PULLING ELEMENT

The mathematical model of the vertical belt bucket elevator has been developed. In this model the pulling element is presented by piecewise function as an elastic element with one-side constraint and works in tension.

Під час роботи у конвеєрах, як і в більшості механічних системах, виникають динамічні навантаження. Такі навантаження виникають внаслідок особливостей зовнішніх активних та внутрішніх реактивних сил і в'язей, які водночас визначають і обмежують рух конвеєра. Величина динамічних навантажень також залежить від жорсткісних властивостей його елементів.

Динаміка конвеєрного транспорту детально розглянута в роботах таких вчених як: Гаррісон О., Біверс Д., Штокман І.Г., Чугреєв Л.І., Співаковський О.О., Хорольський І.М., Кондрахін В.П. У цих роботах розглядаються в основному крутопохилі конвеєри та конвеєри великої протяжності. Характерним для теорій, які викладені у працях вищезгаданих вчених є те, що тяговий орган конвеєрів працює лише на розтяг і представлений в математичній моделі як пружний елемент з певним коефіцієнтом жорсткості. Проте використання такого підходу при математичному моделюванні вертикального стрічкового ківшового елеватора призводить до певних неточностей при розрахунку, оскільки частина стрічки, представлена пружними елементами буде працювати на стиск, а отже реакція, що виникатиме при цьому прийматиме від'ємні значення і є недопустимим при моделюванні динаміки руху.

Для вирішення такої проблеми побудована чотиримасова динамічна модель вертикального ківшового елеватора (рис. 1.), рух якої описується математичною моделлю:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_p - R_1 r_1 + R_3 r_1; \\ m_1 \ddot{x}_1 = R_1 - R_2 - m_1 g; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = R_2 r_2 - R_4 r_2 - M_o; \\ m_2 \ddot{x}_2 = R_4 - R_3 + m_2 g, \end{cases} \quad (1)$$

Тут J_1 – зведений до осі обертання приводного барабана момент інерції самого барабана, електродвигуна, редуктора та муфти; m_1 – зведена до осі тягового органу маса завантажених ковшів з відповідною довжиною стрічки на робочій гілці; m_2 – зведена до осі тягового органу маса незавантажених ковшів з відповідною довжиною стрічки на холостій гілці; J_2 – момент інерції натяжного барабана; M_p – зведений до осі обертання приводного барабана рушійний момент приводного механізму; M_o – зведений до осі обертання натяжного барабана момент сили опору зачерпуванню вантажу; r_1, r_2 – радіуси приводного та натяжного барабанів відповідно; c – жорсткість стрічки відповідної довжини; g – прискорення вільного падіння; R_1, R_2, R_3, R_4 – реакції, що виникають у відповідних елементах стрічки.

Реакції у такій математичній моделі представлена кусочними функціями:

$$R_1 = \begin{cases} 0, & \dot{\varphi}_1 \hat{=} c(\varphi_1 r_1 - x_1) < 0; \\ c(\varphi_1 r_1 - x_1), & \dot{\varphi}_1 \hat{=} c(\varphi_1 r_1 - x_1) > 0; \end{cases}$$

$$R_2 = \begin{cases} 0, & \dot{\varphi}_2 \hat{=} c(x_1 - \varphi_2 r_2) < 0; \\ c(x_1 - \varphi_2 r_2), & \dot{\varphi}_2 \hat{=} c(x_1 - \varphi_2 r_2) > 0; \end{cases}$$

$$R_3 = \begin{cases} 0, & \dot{\varphi}_1 \hat{=} c(x_2 - \varphi_1 r_1) < 0; \\ c(x_2 - \varphi_1 r_1), & \dot{\varphi}_1 \hat{=} c(x_2 - \varphi_1 r_1) > 0; \end{cases}$$

$$R_4 = \begin{cases} 0, & \dot{\varphi}_2 \hat{=} c(\varphi_2 r_2 - x_2) < 0; \\ c(\varphi_2 r_2 - x_2), & \dot{\varphi}_2 \hat{=} c(\varphi_2 r_2 - x_2) > 0; \end{cases}$$

Представлення стрічки пружним елементом з одностороннім зв'язком, що працює на розтяг, через кусочні функції зміни реакцій, дозволяє з достатньою точністю відобразити динаміку роботи тягового органу конвеєра, а також провести аналіз динамічних навантажень, що діють на рухомі елементи вертикального стрічкового ківшового елеватора.

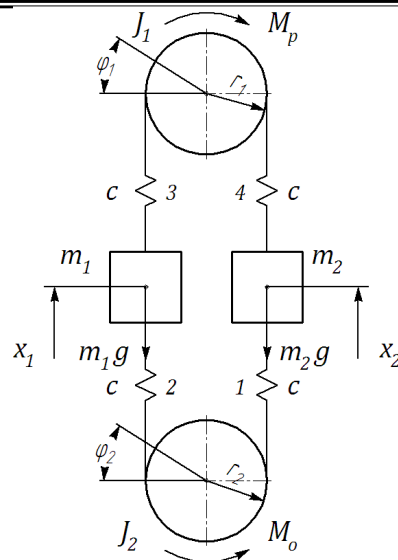


Рисунок 1. Динамічна модель вертикального стрічкового ківшового елеватора

Література

1. Harrison A. Non-linear Belt Transient Analysis / A. Harrison // Bulk Solids Handling International Journal, 2008. – No. 3 pp. 1-7.
2. D. Beavers, D. Morrison. Non-Linear Model for Dynamic Analysis of Conveyors [Електронний ресурс] / D. Beavers, D. Morrison, D. Rea // Sinclair Knight Merz. – Режим доступу до статті: <http://www.skmconsulting.com/Site-Documents/Technical-Papers/Non-Linear-Model-for-Dynamic-Analysis.pdf>.
3. Кондрахин В.П. Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера // Кондрахин В.П., Борисенко В.Ф., Мельник А.А. и др. – Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 16, Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2008. – С. 132-140.
4. Спиваковский А.О. Теория ленточных конвейеров / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев. – М., 1982. – 192 с.
5. Хорольський І.М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту / Хорольський І.М. – Л.: Вид-во держ. ун-ту «Лвівська політехніка», 1999. – 194 с.
6. Чугреев Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Чугреев Л.И. – М.: Недра, 1976.- 256 с.
7. Казиев В.М. Введение в математику и информатику: уч. пособие / В.М. Казиев – М.: Интернет-Университет Информационных Технологий; БИНОМ. Лаборатория знаний, 2007. – 301 с.
8. Козлов В.В. Биллиарды. Генетическое введение в динамику систем с ударами / В.В. Козлов, Д.В. Трещев – М.: Изд-во МГУ, 1991. 168 с.
9. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем: навч. посібник. / Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. – Київ-Полтава: ПДТУ, 1998. – 175 с.
10. Турчин В.С. Обоснование конструктивно-режимных параметров элеваторов ковшового типа для транспортировки сыпучих материалов: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01/ Турчин Вячеслав Семёнович. – Оренбург, 2005. – 187 с.



УДК 62-83-523:621.771.22

Инна Задорожня

*Донбасская государственная машиностроительная академия
84313, г. Краматорск, ул. Шкадинова, д. 72*

ОГРАНИЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПРИВОДАХ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ СРОКА СЛУЖБЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Inna Zadorozhnyaya

LIMITATION OF DYNAMIC LOADINGS IN DRIVES OF THE ROLLING MILLS WITH THE PURPOSE TO INCREASE OF SERVICE TERM OF MECHANICAL EQUIPMENT

Influencing structural parameters of the rolling mills on the dynamic processes in the electro-mechanical system of main electric drive is considered. Estimation of dynamic properties of the electromechanical system of drive is executed by the root method in sense of fading a free constituent of motion and limits of damping action of electric drive, proper to the strictly defined values of coefficient of correlation of the inertia masses are set.

В настоящее время основное количество стали, выплавляемое на отечественных металлургических заводах, проходит обработку на прокатных станах, в частности на станах горячей прокатки (СГП). Несмотря на ввод в действие мощных и высокопроизводительных станов остается актуальной задача повышения производительности существующих станов за счет модернизации оборудования и интенсификации процесса прокатки.

Значительное снижение производительности стана происходит вследствие бесполезного увеличения динамических нагрузок в передачах и рабочем оборудовании. Так, около 71 % разрушений деталей металлургических машин имеют усталостный характер и происходят в результате действия переменных динамических нагрузок. Ограничение динамичности металлургических машин является фундаментальной проблемой динамики и для обеспечения и повышения безотказности оборудования прокатного производства необходим поиск наиболее оптимальных способов гашения колебаний, обеспечивающих увеличение срока службы механического оборудования, повышение точности воспроизведения заданных законов движения рабочего механизма, способствующих повышению технико-экономических показателей металлургических машин.

Поломки ведущих шестерен привода клетки, муфт, пальцев, узлов главного редуктора вызваны перегрузками и усталостными разрушениями от периодического действия динамических нагрузок, в 2.5 – 3 раза превышающих технологические нагрузки. Кроме того, динамические нагрузки опасны в основном тем, что моменты, проходя через нулевые значения, провоцируют размыкание зазоров приводной линии, большие удары и дополнительные нагрузки.

Наиболее опасным в условиях эксплуатации прокатного оборудования является случай ударного приложения нагрузки, когда момент прокатки $M_{\Pi}(t) = M_{\Pi} = \text{const}$, а возникающие после предыдущего сброса нагрузки колебания происходят со сменой знака упругого момента [1]. Для реальных коэффициентов распределения инерционных масс привода валков $\gamma = 1.1-1.3$, когда момент инерции якоря прокатных двигателей многократно превышает приведенный момент инерции валков ($J_1 \gg J_2$), коэффициент динамичности может достигать значений $K_d \geq 3.0$ даже при захвате металла без размыкания зазоров в передаче для крайне неблагоприятных начальных условий движущихся координат МП [2, 3].

Поскольку переходные процессы в приводе стана горячей прокатки вызывают знакопеременное изменение величины упругого момента, приводящее к выходу из строя базовых деталей, то, рассматривая уравнение кривой выносливости [4], можно определить прогнозируемые сроки службы деталей механической передачи для того или иного варианта реализации электромеханической системы (ЭМС).

Переходные процессы в приводе СГП вызывают знакопеременное изменение величины упругого момента, приводящее к выходу из строя базовых деталей, и, рассматривая уравнение кривой выносливости, можно определить прогнозируемые сроки службы деталей механической передачи для того или иного варианта реализации ЭМС.

$$T = \frac{\sigma_{-1}^m N_0}{\sigma_i^m \Omega_{12}}, \quad (1)$$

где σ_{-1} – предел выносливости;

N_0 – базовое число циклов нагружения;

σ_i – амплитуда (отклонение) колебаний упругого момента;

m – показатель кривой выносливости.

Из соотношения (1) следует вывод, что повысить срок службы элементов механической части можно как за счет снижения амплитуды динамической составляющей σ_i , достигаемого увеличением значений коэффициента демпфирования ζ , так и проектированием механических передач с пониженным значением частоты Ω_{12} . В таблицах 1 и 2 приведены результаты расчета в относительных единицах для предполагаемых пределов изменения частоты (изменение жесткости компонентов механической передачи, моментов инерции) и амплитуды колебаний за счет электромеханического демпфирования для базового срока службы T_0 .

Таблиця 1. Результати расчета срока службы деталей механических передач в относительных единицах для предполагаемых пределов изменения частоты колебаний

№ п/п	Частота колебаний Ω_{12}	Амплитуда колебаний	Показатель m	Срок службы
1	Ω	$\sigma_i = \text{const}$	3	T_0
2	0.75Ω			$1.33T_0$
3	0.7Ω			$1.43T_0$

Таблиця 2. Результати расчета срока службы деталей механических передач в относительных единицах для предполагаемых пределов изменения амплитуды колебаний

№ п/п	Частота колебаний Ω_{12}	Амплитуда колебаний	Показатель m	Срок службы
1	$\Omega = \text{const}$	σ_i	3	T_0
2		$0.8\sigma_i$	4	$2.44T_0$
3		$0.8\sigma_i$	5	$3.05T_0$

Так, даже незначительное снижение амплитуды момента в упругом звене на 20% при показателе кривой выносливости $m = 3$ дает увеличение срока службы в 1.95 раза (уже для $m = 4$ срок службы механических элементов увеличивается в 2.44 раза, $m = 5$ – в 3 раза соответственно). Конструирование механической передачи с уменьшением частоты на 20% дает увеличение срока службы лишь в 1.25 раза. При этом следует помнить о прочностных резервах механической передачи, т.к. снижение Ω достигается уменьшением жесткости.

Литература

- 1 Динамика крупных машин: под ред. В. И. Соколовского. – М.: Машиностроение, 1969. – 512 с.
- 2 Выдрин В. Н. Динамика прокатных станов / Выдрин В. Н. – Свердловск: Металлургиздат, 1960. – 255 с.
- 3 Дружинин Н. Н. Непрерывные станы, как объект автоматизации / Дружинин Н. Н. – М.: Металлургия, 1967. – 250 с.
- 4 Смирнов В. В. Механика приводов прокатных станов / В. В. Смирнов, Р. А. Яковлев. – М.: Металлургия, 1977. – 216 с.



УДК 621.787:620.178.162

Ігор Гурей, професор; Тетяна Гурей

Національний університет «Львівська політехніка», 79013, м. Львів, вул. С Бандери, 12

ВПЛИВ ПОВЕРХНЕВОГО ЗМІЦНЕННЯ ПАЛЬЦІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ТЯГОВИХ ЛАНЦЮГІВ КОНВЕЙСРІВ

Ihor Hurey; Tetyana Hurey

THE INFLUENCE OF SURFACE HARDNING OF PINS ON THE LONGEVITY OF HAULING CHAINS OF CONVEYORS

It is show that the friction strengthening essentially increases the conveyors chain durability. Thus, under friction without lubrication the wear-resistance of a pair of 40HN2MA and 40HN2MA steel increases more than in 8 times after friction strengthening as compare with non-strengthening one. Only one part of pair, more technological, was strengthened. Experimental industrial control showed that the strengthened axes wear-resistance was less in more than 4 times and that of plates more than 2 times as compared with parts of the industrial conveyors chain.

Довговічність ланцюгів конвеєрів має суттєве значення для машинобудування і лімітується в основному зносом деталей шарніру. Низька їх довговічність призводить до великих затрат на їх виготовлення і до простоїв конвеєрів, пов'язаних з їх ремонтом. Тому підвищення зносостійкості шарнірів є важливою і актуальною задачею.

Об'ємне гартування підвищує зносостійкість деталей шарнірів в 2...3 рази, а цементация та нітроцементация при дослідженні пари тертя в абразивному, масляно-абразивному середовищах, та при терті без змащування підвищує довговічність ланцюгів до 5 та 10 разів відповідно [1]. Не дивлячись на значне підвищення довговічності деталей шарнірів ланцюгів, цементация та нітроцементация не знайшли широкого застосування для підвищення довговічності конвеєрних ланцюгів. Ці методи працездатності, дороговартісні і вимагають спеціального, громіздкого обладнання. Вони з успіхом використовуються для дрібносерійного виробництва.

Для ефективного підвищення працездатності деталей шарнірів ланцюгів було запропоновано метод поверхневого зміцнення деталей, а саме фрикційне зміцнення пальців ланцюгів.

Фрикційна обробка відноситься до методів поверхневого зміцнення з використанням висококонцентрованих джерел енергії. Концентрований потік теплової енергії створюється в зоні контакту деталі і зміцнювального інструмента-диска за рахунок тертя останнього з великою швидкістю (60...70 м/с). Поверхневі шари деталі нагріваються до температур вище точки фазових перетворень зі швидкістю $10^5 \dots 10^6$ К/с, при цьому в зоні контакту проходить інтенсивне зсувне деформування. Далі проходить швидкісне охолодження поверхневого шару металу ($10^4 \dots 10^5$ К/с) за рахунок відводу тепла вглиб деталі. Такі температурно-силові параметри, які виникають в зоні контакту деталі і інструменту, сприяють утворенню в поверхневих шарах деталі специфічного структурно-напруженого стану металу – білих шарів. Білі шари представляють собою високодисперсний мартенсит, залишковий аустеніт та високодисперсні карбіди. Твердість білих шарів перевищує твердість цементованого шару. Крім того, білі шари мають при високій твердості і підвищену в'язкість [2, 3].

Пальці і пластини ланцюга конвеєра типу УГН-100Р, в основному, виготовляються зі сталі 40ХН2МА. В процесі експлуатації конвеєра деталі шарніру ланцюга не змащуються. Тертя без змащування є дуже жорстким режимом зношування. При цьому найбільш чітко виявляються властивості матеріалів, пов'язані з їх опором зношуванню. Відбувається безпосередня взаємодія контактуючих поверхонь.

Лабораторні дослідження зносостійкості пар тертя проводили на установці МІ-1М по схемі кільце - вкладиш при терті без змащування. Кільце і вкладиш виготовляли зі сталі 40ХН2МА. Експерименти проводили при швидкості тертя 0,33 м/с і питомому навантаженні - 1 МПа. За критерій зношування приймали втрату маси зразків після певного етапу досліджень, яку визначали зважуванням на аналітичній вазі марки ВЛА-200Г-М з точністю $\pm 0,2$ мг.

Проведені дослідження показують, що в процесі фрикційного зміцнення зразків зі сталі 40ХН2МА в загартованому і середньовідпущеному стані (HRC 35...38) та в стані поставки (НВ 220) в поверхневих шарах формуються білі шари товщиною 150...180 мкм та 100...120 мкм відповідно. Твердість білого шару становила 8,1...8,3 ГПа.

Дослідження показали, що не зміцнені зразки зі сталі 40ХН2МА в стані поставки при терті без змащування майже непрацездатні. Так, через 20...30 хв після початку досліджень починається схоплювання з виривом металу, проходить інтенсивне зношування металу (рис. 1). Зразки загартовані і середньовідпущені більш довговічні, але величина зношування як кілець, так і вкладишів більше ніж у 8 разів вище ніж фрикційно зміцнених.

Експериментально встановлено, що фрикційне зміцнення суттєво підвищує зносостійкість пари тертя. Так, зразки, виготовлені зі сталі 40ХН2МА в стані поставки і фрикційно зміцнені при вказаних умовах тертя працюють нормально. Величина зношування їх більша лише на 40-50% у порівнянні з загартованими і фрикційно зміцненими. У той же час вона набагато менша (більше, ніж у 5 разів), ніж загартованих і незміцнених. Характер зношування незміцненого вкладиша аналогічний як і кільця. При цьому слід відмітити, що зміцнювали лише кільце (більш технологічну деталь пари тертя), а вкладиш був незміцнений. Якщо використовувати обидві деталі пари тертя зміцнені, то ефект зміцнення нівелюється.

При фрикційному зміцненні структурний стан вихідного металу незначно впливає на працездатність пари тертя.

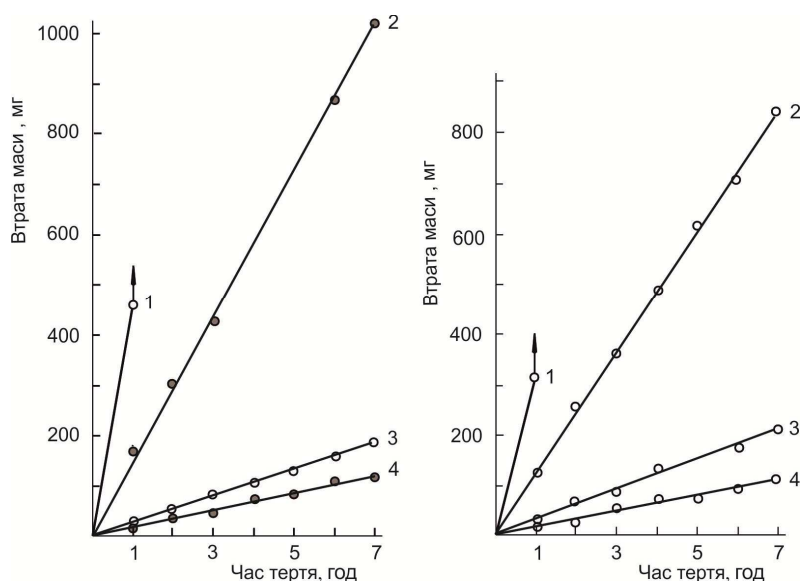


Рисунок 1. Кінетика зношування пари сталь 40XN2MA - сталь 40XN2MA при терті без змащування (а - кільце; б - вкладиш; $v = 0,33$ м/с; $P = 1,0$ МПа): 1 - стан поставки; 2 - гартування і середній відпуск; 3 - стан поставки з фрикційним зміцненням; 4 - гартування і середній відпуск з фрикційним зміцненням.

Дослідно-промислова перевірка показала, що фрикційне зміцнення є простим і ефективним технологічним методом підвищення працездатності ланцюгів конвеєрів. Експериментальний ланцюг був зібраний зі фрикційно зміцнених пальців і пластин, виготовлених за заводською технологією. З'єднувальні пластини в обох випадках були виготовлені за заводською технологією (незміцнені). Вказаний ланцюг поставили на конвеєр типу УГН-100Р вантажопідйомністю 1,6 кН. При складанні ланцюга пальці змастили солідолом. У процесі роботи деталі шарніру ланцюга не змащувались. Конвеєр працював в одну зміну зі швидкістю 0,3 м/с під навантаженням 1,6 кН протягом 6 місяців.

Контрольні заміри зношування проводили через кожні 200 годин, а повний демонтаж ланцюга і повний замір розмірів пальців і з'єднувальних пластин - через 1000 годин роботи. На основі заміру розмірів пальців і пластин встановлено, що величина зношування зміцнених пальців була меншою більше, ніж у 4 рази, ніж не зміцнених, виготовлених за заводською технологією. Величина зношування з'єднувальних пластин, які працювали в парі зі зміцненими пальцями, також зменшилась більше ніж у 2 рази. Характерно відмітити, що величина зношування зміцнених пальців і не зміцнених пластин, які працювали в парі, після 1000 годин роботи мала стабільну величину 0,15...0,30 мм (на діаметр). У той же час величина зношування не зміцнених пальців і пластин, які працювали в парі, досягала 0,4...2,5 мм.

Для впровадження технології фрикційного зміцнення пальців ланцюгів для масового виробництва розроблений і виготовлений верстат-автомат, на базі безцентрово-шліфувального верстату моделі 3М184. Замість абразивних кругів були встановлені металеві круги. Робоча ширина зміцнювального інструмента-диска забезпечувала зміцнення відразу всієї робочої поверхні пальця без поперечної подачі. Для автоматичного завантаження пальців у зону зміцнення верстат додатково обладнаний вібраційним бункерно-завантажувальним пристроєм з механізмом орієнтації і лотком-накопичувачем. Завантажування пальців у зону зміцнення, утримання їх на робочій позиції і наступне їх вивантаження після зміцнення здійснювалось з допомогою "мальтійського" механізму. На робочій позиції пальці затискалися у механізмі примусового обертання, який забезпечував рівномірність зміцнення по всій контактуючій поверхні пальця. Після зміцнення з допомогою виштовхувача, пальці попадали в тару для зберігання. У зону зміцнення подавали у великій кількості технологічне середовище.

Література

1. Ляшенко Б.А., Клименко С.А. Тенденции развития упрочняющей поверхностной обработкой и положение в Украине // Сучасне машинобудування. – 1999. - № 1. С. 94 – 104. 2. Бабей Ю.И., Бутаков Б.И., Сысоев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов – К.: Наукова думка, 1995. – 253 с. 3. Гурей І.В. Характеристики зміцненого шару після фрикційного оброблення // Машинознавство. – 2004. – № 5. – С. 35-39.



УДК 621.43.044

Степан Немий, доцент; Ярослав Данило; Богдан Сологуб, доцент
Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, м. Львів, 790013

**ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ У ПАСОВИХ ПЕРЕДАЧАХ ПРИВОДА
ДОПОМІЖНИХ АГРЕГАТИВ АВТОБУСІВ**

Stepan Nyemyu; Yaroslav Danylo; Bohdan Solohub

FINDINGS OF DYNAMIK LOAD INTO BELT DRIVE PERIPHERALS UNITS OF BUSES

The results of analysis of dynamic load shaft units and belt drive generating of moving engine resilient suspension has given.

Надійність допоміжних агрегатів автобусів (генератори, вентилятори системи охолодження, компресори і генератори кондиціонерів тощо) у значній мірі визначається довговічністю підшипників валів та пасових передач їх привода. Особливістю пасових передач приводів допоміжних агрегатів автобусів є те що енергетичне джерело привода – двигун і приводимий агрегат установлені незалежно один від одного на каркасі автобуса. У цьому випадку вал агрегату, зв'язаний приводними пасами із шківом колінчатого валу двигуна, зазнає додаткових динамічних навантажень, спричинених коливаннями двигуна на пружній підвісці. Крім цього відбуваються періодичні збільшення натягу пасів, що призводить до зменшення їх ресурсу.

Метою даної роботи є дослідження особливостей навантаження підшипників автобусних допоміжних агрегатів та пасів їх привода.

При рушанні з місця і розгоні на двигун діють зовнішні сили і моменти зі сторони трансмісії. При переїзді через дорожні нерівності двигун зазнає кінематичного збурення від каркасу автобуса. Крім цього, значно впливають на навантаження валів агрегатів і приводних пасів переміщення двигуна в поперечній площині, у протилежну від агрегату сторону, під дією відцентрових сил, що виникають при повороті автобуса.

При кінематичному збуренні двигуна моментом $T(t)$, що змінюється за довільним законом, рівняння коливань в поперечній площині, по осях вертикальній Z і поперечній Y [2]:

$$\begin{aligned} m_d \ddot{z} + k_z z + m_d \ddot{z}_k(t) &= 0; \\ m_d \ddot{y} + k_y y + m_d \ddot{y}_k(t) &= 0, \end{aligned}$$

де m_d – маса двигуна; z, y – переміщення двигуна по осях Z, Y ; \ddot{z}, \ddot{y} – прискорення двигуна по осях Z, Y ; k_z, k_y – жорсткість підвіски двигуна у вертикальному і поперечному напрямках; $\ddot{z}_k(t), \ddot{y}_k(t)$ – прискорення каркасу автобуса по осях Z, Y , що змінюються за довільним законом протягом часу t .

У загальному випадку, переміщення двигуна по осі Z [2]:

$$z(t) = 2z_{cr} \sin \omega_z \pi \tau \sin \omega_z (t - 0,5\tau),$$

де $z_{ст}$ – статична деформація підвіски двигуна по осі Z ; ω_z – частота власних коливань двигуна по осі Z ; τ – час зміни збурюючого моменту від 0 до T_{max} .

Переміщення двигуна по осі Y визначається аналогічно, підстановкою у наведене рівняння відповідних значень $y_{ст}$ та ω_y . Результируюче переміщення у поперечній площині буде визначатися вектором:

$$R(t) = \sqrt{x^2(t) + y^2(t)}.$$

Вказані переміщення двигуна у сторону збільшення міжцентрової відстані між шківками A будуть спричинювати додаткові навантаження (через розтяги) пасів та валів приводимих агрегатів. Амплітуда збільшення навантаження вала ΔQ , понад величину Q_n , яка визначається початковим натягом паса, визначається за формулою

$$\Delta Q = 2\Delta S m \sin \alpha / 2 = 2\Delta L c m \sin \alpha / 2,$$

де ΔS – збільшення натягу паса при переміщеннях двигуна; m – кількість пасів; α – кут обхвату шківки пасом; ΔL – збільшення довжини паса через його додатковий розтяг; c – жорсткість паса.

У результаті експериментальних досліджень, на прикладі генераторів автобусів, отримано осцилограми зміни навантажень вала генератора у різних режимах руху автобуса: при рушанні та розгоні, гальмуванні, повороті, переїзді через дорожні нерівності. Зразки осцилограм, отриманих при повороті автобусів радіусом 20 м із швидкістю 20 км/год, наведено на рис. 1 і 2.

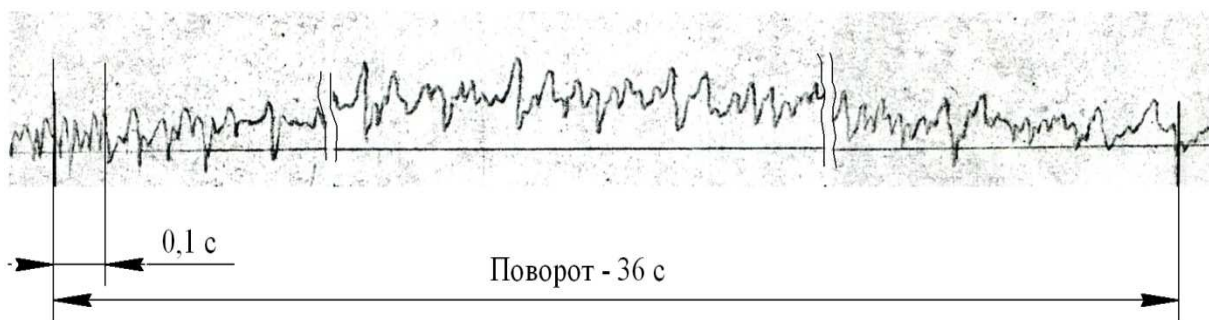


Рисунок 1. Навантаження вала генератора, спричинене переміщеннями двигуна автобуса ЛАЗ-695Н (бензиновий): кількість пасів – 1; $Q_n = 320$ Н; $\mu = 19$ Н/мм

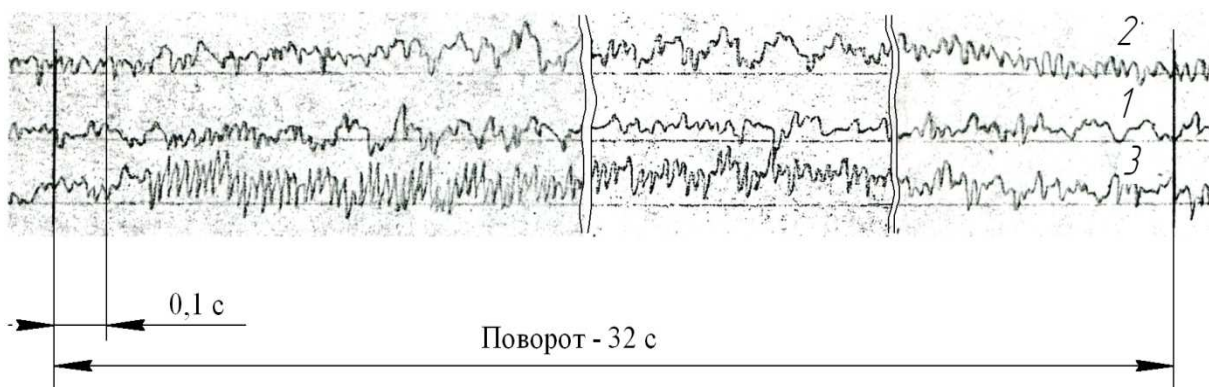


Рисунок 2. Навантаження вала генератора, спричинене переміщеннями двигуна автобуса ЛАЗ-4202 (дизельний) із пружним (1) і жорстким (2, 3) кріпленням генератора та різним значенням початкового натягу пасів: кількість пасів – 2; $\mu = 38$ Н/мм;
1 – $Q_n = 480$ Н; 2 – $Q_n = 650$ Н; 3 – $Q_n = 300$ Н

У результаті експериментальних досліджень встановлено, що максимальне переміщення осі колінчатого вала двигунів автобусів по осі Z сягає 4 мм, по осі Y – 8,5 мм. У названих випадках спостерігалось збільшення навантаження вала (20 – 40%), спричиненого переміщеннями двигуна.

Література

1. Лукинський В.С. Прогнозирование надежности автомобилей / Лукинський В.С., Зайцев Е.И. – Л.: Политехника, 1991. – 224 с.
2. Тольский В. Е. Колебания силового агрегата автомобиля /В. Е. Тольский, Л. В. Корчемный, Г. В. Латышев и др. – М.: «Машиностроение», 1976. – 266 с.



УДК 621.867

Юрій Горбатенко; Сергій Бондарев, доцент

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЕЛЕМЕНТІВ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ЕСКАЛАТОРА

Yuri Horbatenko; Serhii Bondarev

STUDY ON DYNAMIC INTERACTION BETWEEN ELEMENTS OF THE ELECTROMECHANICAL THE ESCALATOR SYSTEM

This article is the author's description of the approach, used for durability calculation during the multi-cycle stress at a designing stage of new generation escalator's (with intermediate drive units embedded into interstep space) elements and units. The dynamic features and the interaction of electro-mechanical machine system's elements are investigated, the backgrounds and the kind of construction's elements stress changes are defined, stress blocks for elements and units are formed, the estimation of its ruggedness in the conditions of multi-cycle stress is also performed.

Динамічні дослідження електромеханічної системи (ЕМС) і оцінки міцності (витривалості) деталей і вузлів уперше в практиці вітчизняного ескалаторобудування були виконані для ескалатора нового покоління з проміжним приводом, вбудованим в міжсхідцевий простір ЕТХ-45 на етапі проектування і постановки на виробництво його. Ланцюговий тяговий орган ескалатора між точками збігання (защемлення) і набігання (координата x_1) на приводні зірочки (велика нижня гілка) представляється системою із зосередженими параметрами. Тяговий орган розбивається на 8 відрізків, кожен з яких характеризується масою m_i , кг, жорсткістю, k , Н/м, коефіцієнтом демпфірування μ , Н·с/м, мал. 1. Координати мас x_i , м.

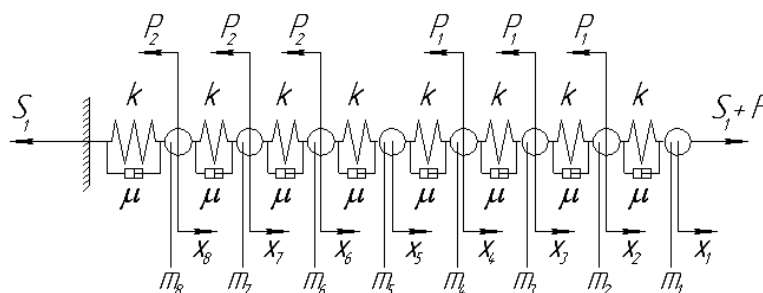


Рисунок 1. Розрахункова динамічна система ланцюгового тягового органу ескалатора

Рівняння руху тіл динамічної системи ланцюгового тягового органу

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= (k(x_2 - x_1) + \mu(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + S_1 + F) / m_1; \quad \ddot{x}_2 = (k(x_1 - 2x_2 + x_3) + \mu(\dot{x}_1 - 2\dot{x}_2 + \dot{x}_3) - P_1) / m_2; \\ \ddot{x}_3 &= (k(x_2 - 2x_3 + x_4) + \mu(\dot{x}_2 - 2\dot{x}_3 + \dot{x}_4) - P_1) / m_3; \quad \ddot{x}_4 = (k(x_3 - 2x_4 + x_5) + \mu(\dot{x}_3 - 2\dot{x}_4 + \dot{x}_5) - P_1) / m_4; \\ \ddot{x}_5 &= (k(x_4 - 2x_5 + x_6) + \mu(\dot{x}_4 - 2\dot{x}_5 + \dot{x}_6)) / m_5; \quad \ddot{x}_6 = (k(x_5 - 2x_6 + x_7) + \mu(\dot{x}_5 - 2\dot{x}_6 + \dot{x}_7) - P_2) / m_6; \\ \ddot{x}_7 &= (k(x_6 - 2x_7 + x_8) + \mu(\dot{x}_6 - 2\dot{x}_7 + \dot{x}_8) - P_2) / m_7; \quad \ddot{x}_8 = (k(x_7 - 2x_8) + \mu(\dot{x}_7 - 2\dot{x}_8) - P_2) / m_8; \end{aligned}$$

В якості основної динамічної характеристики досліджувалась амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) ланцюгового тягового органу.

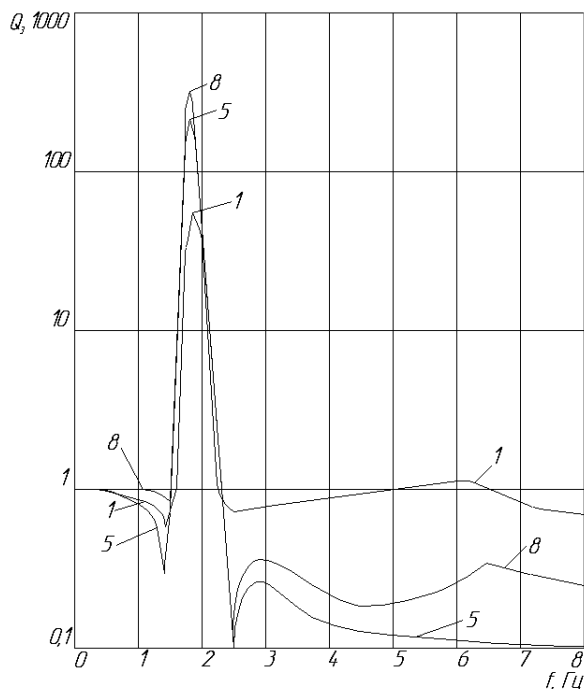


Рисунок 2. Оцінки АЧХ ланцюгового тягового органу для $H = 45$ м; 1,5,8 – номери ділянок ланцюга

Її аналіз дозволяє встановити що для ланцюгового тягового органу ескалатора з $H = 45$ м є неприйнятними періодичні впливи з частотою 1,9 Гц; частотна смуга від 1,4 до 2,5 Гц не рекомендована для зовнішніх впливів; посилення АЧХ для найбільш статично навантажених ділянок ланцюгового органу складає: для ділянки 1 - 1,106, для ділянки 8 - 0,45 в смузі частот 5,5.7 Гц.

Із аналізу параметричних коливань ЕМС ескалатора визначені зусилля в ланцюговому тяговому органі на ділянках траси, виконані оцінки ресурсів їх елементів та інших деталей механізму приводу.

Література

1. Олейник А.М., Поливанов И.Н. Эскалаторы. - М.: Машиностроение, 1973. - 380 с.
2. Григорьев Н.И. Нагрузки кранов. - М.- Л.: Машиностроение, 1964. - 168 с.
3. Хэррис Ф. Дж. Использование окон при гармоническом анализе методом дискретного преобразования Фурье. - ТИИЭР, 1978. - Т.66. №1, с. 60 - 96.
4. Штокман И.Г. Расчет и конструирование горных транспортных машин и комплексов. - М.: Недра, 1975. - 464 с.
5. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач. - М.: Машиностроение, 1982. - 336 с.
6. Расчеты и испытания на прочность. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций. ГОСТ 25.101-83. - М.: Издательство стандартов, 1982. - 80 с.
7. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. ГОСТ 25.504-82. - М.: Издательство стандартов, 1982. - 30 с.
8. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. ГОСТ 21354-87. - М.: Издательство стандартов, 1988. - 125 с.
9. Передачи цевочные. Расчет, допуски и выполнение чертежей. РТМ 31.4005-76. - М.: ЦБНТИ, 1977. - 88 с.

10. Савин Г.А., Тульчий В.И. Справочник по концентрации напряжений. – Киев: Вища школа, 1976. – 412 с.
11. Надежность в технике. Вероятностные методы расчета сварных металлоконструкций. РД-50-694-90. – М.: Издательство стандартов, 1990. – 90 с.



УДК 62-112.5

Олексій Самойленко

*Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут"
просп. Перемоги, 37, м. Київ, 03056*

ТРЬОХКООРДИНАТНИЙ МАНІПУЛЯТОР З ВИКОРИСТАННЯМ ЛАНЦЮГОВИХ ЛАНОК

Oleksiy Samoilenko

3 DOF HAND-HELD MANIPULATOR WITH CHAIN LINKS

We consider compact handheld low-cost manipulator with 3 degrees of freedom: two rotational movements and a linear movement. The manipulator is based on lever mechanisms for many parts of which used chain link hub. The manipulator can be used when welding or manipulation of biological objects.

Метою розробки було створення простого і дешевого у виготовленні багатокоординатного маніпулятора з ручним або механізованим приводом.

Подібні маніпулятори широко використовуються при мікрозварюванні, маніпуляціях з виробами точної механіки та біологічними об'єктами тощо. Однак, відомі конструкції маніпуляторів мають значний "запас по точності", який в ряді випадків значно перевищує практичні потреби і через що ціна маніпуляторів залишається високою.

Запропонована конструкція захищена патентом України на корисну модель №59708.

В основу розробки поставлена задача вдосконалення маніпулятора шляхом використання в його кінематичній схемі напрямних механізмів з лише обертальними кінематичними парами. Це дозволяє підвищити точність маніпулювання робочим органом та здешевити виробництво.

Використання в механізмі лінійного переміщення тільки обертальних кінематичних пар здатне підвищити точність маніпулювання робочим органом завдяки тому, що точність кінематичного ланцюга, в цілому, практично не залежить від точності виготовлення окремих елементів кінематичної пари, як це має місце в поступальній кінематичній парі, а залежить від дотримання потрібних міжосьових відстаней. Використання в механізмі нахилу робочого органа двокоромислового чотириланкового шарнірного механізму, коромисла якого мають рівну довжину і в нейтральному положенні спрямовані до геометричного центру маніпулятора, дозволяє звільнити геометричний центр маніпулятора від опор і наближати до нього робочий орган настільки, наскільки це обумовлено призначенням маніпулятора, що також призводить до підвищення точності маніпулювання. Вказаний двокоромисловий чотириланковий шарнірний механізм в даному випадку є наближеним радіально-напрямним механізмом. Але, при незначних кутах нахилу робочого органу та при певному співвідношенні довжин ланок механізму [2], можливе досягнення наперед заданої точності позиціонування робочого органа.

Зменшення витрат на виробництво маніпулятора досягається за рахунок спрощення кінематичної схеми маніпулятора та уніфікації його деталей.

Використання в механізмі лінійного переміщення робочого органа декількох послідовно з'єднаних шарнірних паралелограмів забезпечує плоскопаралельне переміщення робочого органа. Введення додаткового пружного елемента вносить в структуру механізму додаткове силове обмеження, що перетворює двохрухомий (у випадку двох паралелограмів)

механізм в однорухомий при збереженні паралельного переміщення робочого органа, що еквівалентно більш конструктивно складним прямолінійно напрямним механізмам [1, 3, 4].

Уніфікація деталей може бути досягнута, наприклад завдяки тому, що коромисла механізму нахилу та коромисла паралелограмів механізму лінійного переміщення можуть бути виконані у вигляді однакових деталей. В залежності від вимог по точності маніпулятора для коромисел можуть бути використані, наприклад, окремі пластини готових втулкових ланцюгів [5].

Суть розробки пояснюється схемою (рис. 1) маніпулятора в нейтральному положенні.

До верхньої частини Г-подібної рамки 5 за допомогою шарнірів під'єднано щонайменше два послідовно сполучених паралелограмних механізми, утворені коромислами 6 і 7, а також шатунами 8 і 9. Шатун 9 останнього паралелограма та верхня частина Г-подібної рамки 5 з'єднані пружним елементом 10, який працює на розтяг і вносить додаткове

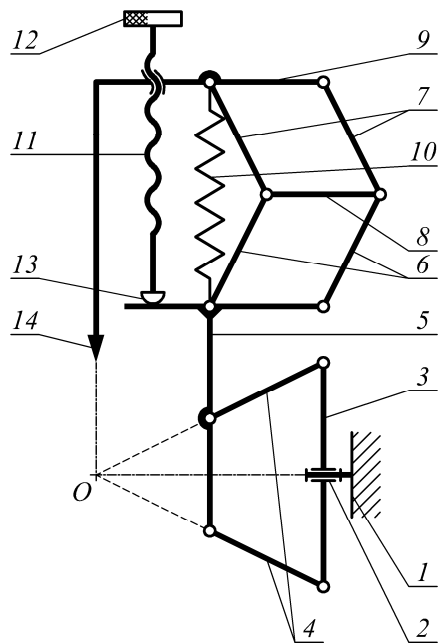


Рисунок 1

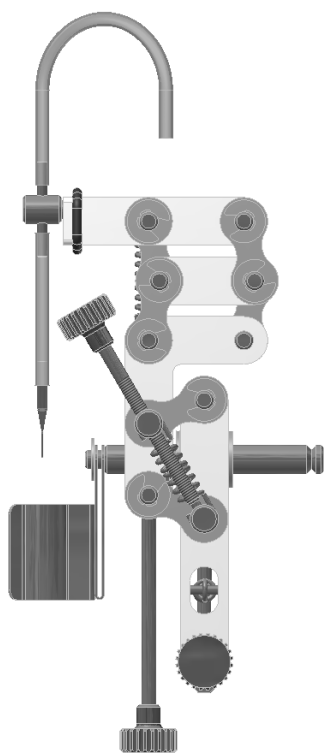


Рисунок 2.

силове обмеження в паралелограмний механізм, перетворюючи його в однорухомий. Дія приводу лінійного переміщення заснована на протидії стягуючому зусиллю пружного елемента 10. Привід лінійного переміщення може бути виконаний, наприклад, у вигляді ручного гвинтового механізму 11, оснащеного маховичком 12 та п'ятою 13, що утворює з Г-подібною рамкою 5 щонайменше трирухому плоску пару.

На шатуні 9 нерухомо закріплено робочий орган 14, спрямований до геометричного центру О маніпулятора.

В конструкції маніпулятора щонайменше коромисла 4, 6 і 7 можуть бути виконані однаковими, наприклад, у вигляді ланок втулкових та роликів ланцюгів. Також доцільним є виконання коромисла 8 із ланок ланцюгів того ж типорозміру, зменшивши тим самим кількість оригінальних деталей.

Поворот робочого органа в поперечній вертикальній площині здійснюється по шарніру 2 (привід обертання не показаний) і не потребує особливих пояснень. Лінійне переміщення робочого органа реалізується шляхом обертання маховичка 12 гвинтового механізму 11. При цьому робочий орган 14 на коромислі 9 рухається вздовж лінії, що проходить через геометричний центр О маніпулятора.

Нахил робочого органа 14 реалізують зближенням або віддаленням протилежних шарнірів двокоромислового чотириланкового шарнірного механізму, утвореного поворотною рамкою 3, коромислами 4 та нижньою частиною Г-подібною рамки 5 (привід нахилу не показаний).

Конструктивна реалізація маніпулятора представлена на рис. 2, на якому добре видно ланки ланцюга.

1-2. Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М. Механизмы: Справочник/ Изд. 4-е, перераб. и доп. / Под ред. С.Н. Кожевникова. – М.: Машиностроение, 1976. – 784 с.

2-3. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин: Учеб. пособие для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 1969. – 584

с.

3-4. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. – М.: Машиностроение, 2003. – 384 с.

4-5. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.

5-7. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.



УДК 621.83

Іван Брошчак, доцент; Ігор Луців, професор

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
м.Тернопіль, вул. Руська 53.*

ФОРМАЛІЗОВАНИЙ ОПИС КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЧНОЇ ОБМЕЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ЛІНІЇ ДЛЯ ПОРІЗКИ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ НА СМУГИ

Ivan Broshchak; Ihor Lutsiv

DESIGN FORMALIZED DESCRIPTION OF MECHANICAL RESTRICTIVE SYSTEM OF A LINE FOR CUTTING CONVEYER BELT INTO STRIPS

Presented basic definitions and descriptions of classification features machines restrictive mechanism construction. Filed design formalized description of mechanical restrictive system on the example of ball clutch of a line for cutting conveyer belt into strips.

Описано конструкцію. До усіх механізмів у яких технологічно (опціонально) закладена функція обмеження (швидкості, напрямку руху, кількості руху та інші) можна застосувати такий термін, як обмежуючі механізми машин (ОММ). Ними є механізми, в яких технологічно передбачено функцію обмеження певного експлуатаційного параметру машини, до якої він входить. Систему таких механізмів називають механічною обмежувальною системою (МОС) [1].

На сьогоднішній день не існує чіткої системи створення машин і механізмів за допомогою синтезу що ґрунтується на використанні баз знань і обчислювальних систем. Тому необхідним є розгляд машин як систем обмежувальних механізмів, які служать для задання їх технологічних і експлуатаційних параметрів.

Найбільшою проблемою у вирішенні даної задачі є адекватний формалізований опис структурних модулів, що формують альтернативні види виробу; формалізація їх зв'язків на основі алгоритмічних методів логічної алгебри та вирішення проблем пріоритетності критеріїв оптимізації. Будь-яку конструкцію обмежувального механізму у загальному формалізованому вигляді за класифікаційною ознакою X_i можна подати множиною параметрів, що визначають: функціональні можливості ($W1_{ijk}$); конструктивне виконання ($W2_{imnl}$); діапазон масово-габаритних характеристик ($W3_{ijk}$); показник надійності ($W4_{ijk}$); функціонально-параметричний показник ($W5_{ijk}$); показник собівартості ($W6_{ijk}$); :

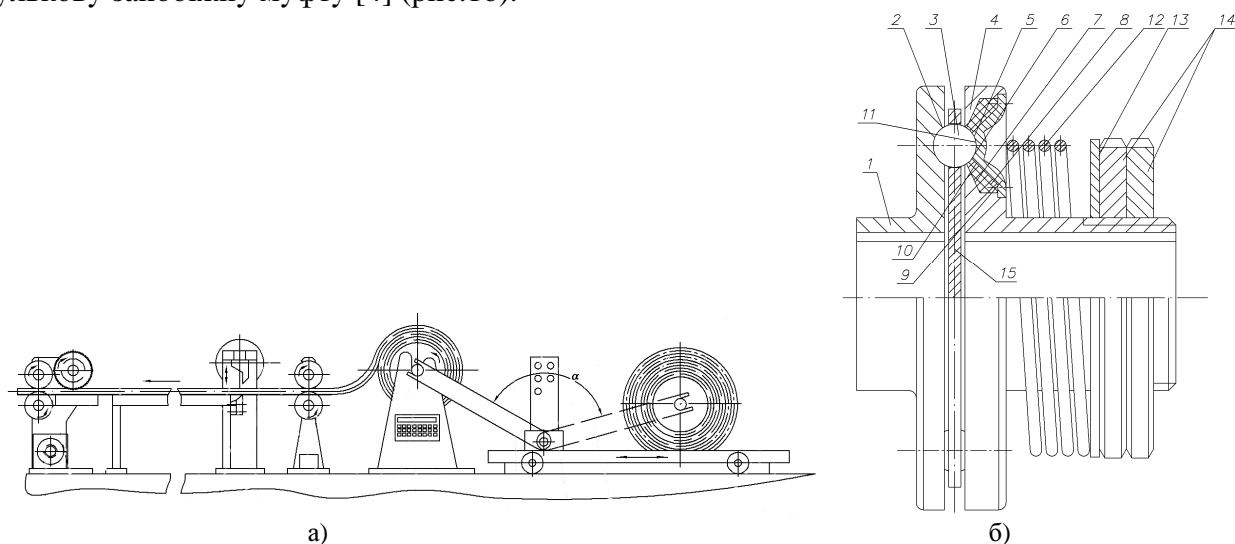
$$X_i = \langle W1_{ijk}; W2_{imnl}; W3_{ijk}; W4_{ijk}; W5_{ijk}; W6_{ijk} \rangle, \quad (1)$$

де i – номер механізму; m, n, l, j, k – класифікатори певного виду параметрів W .

Всі ці параметри є взаємозалежними та функціональними. Це суттєво ускладнює алгоритмізацію вирішення задачі структурної оптимізації, вимагає складного та адекватного опису зв'язків між вихідними даними і альтернативними вирішеннями на основі формалізації логічних евристичних процедур, з якими доводиться зустрічатись проектуванцю під час вирішення проблеми конструкторського характеру [2].

Формалізований опис альтернативних варіантів конструктивно-компонувальних схем виконавчих модулів обмежувальних механізмів $W2_{i2nl}$ передбачає опис функціональних можливостей даного механізму і аналіз поєднання в логічній конструктивній та технологічній послідовності окремих деталей.

Розглянемо приклад формалізованого опису конструктивного виконання обмежувального механізму лінії для порізки конвеєрної стрічки на смуги [3] (рис.1а). В якості такого механізму у даній лінії з метою запобігання виходу з ладу виконавчих механізмів в момент різання при засалюванні різальних елементів доцільно використовувати кулькову запобіжну муфту [4] (рис.1б).



а) 1 - ведуча півмуфта; 2 - сферичні виїмки; 3 – кульки; 4 - ведена півмуфта; 5 - сферичні виїмки; 6 - наскрізні отвори; 7 - кільцевий паз; 8 - пружний матеріал; 9 – обойма; 10 - виступи конусної форми; 11 - внутрішнім ввігнуті радіуси; 12 – пружина; 13 – шайба; 14 – гайка; 15 – сепаратор.

Рисунок 1. Лінія для порізки конвеєрної стрічки на смуги (а) та конструкція кулькової запобіжної муфти (б)

Для опису конструкції даного обмежувального механізму $W2_{imnl}$ можна виокремити такі елементи: вхідний модуль спряження ($m=1$) є маточина, що з'єднує вал двигуна вхідний. В нашому випадку до даного модуля входить ведуча пів муфта 1. Виконавчий механізм ($m=2$) яким є поєднання деталей, що спільно та узгоджено виконують функцію передавання обертового моменту. До даного механізму в нашому випадку входять сферичні виїмки 2 та 5, кульки 3, наскрізні отвори 6, кільцевий паз 7, пружинний матеріал 8, обойма 9, виступи конусної форми 10, внутрішні ввігнуті радіуси 11, пружина 12, шайба 13, гайки 14 і сепаратор 15. Вихідним модулем спряження ($m=3$) є інша маточина, що з'єднує виконавчий механізм з робочим (або проміжним) органом машини. У вище згаданому обмежувальному механізму вихідним модулем є ведена півмуфта 4. Конструкції вхідних $W2_{i1nl}$ та вихідних $W2_{i3nl}$ модулів обмежувальних механізмів за типом спряження $n=1$ можна віднести до певної підгрупи видів спряжень l , а саме жорсткого обертового та вільного поступального з'єднання. За видом передавального руху $n=2$ дані елементи обмежувального механізму можна віднести до підгрупи l цього типу, як обертові. Також по формі поверхні спряження $n=3$, вхідні та вихідні модулі даного механізму віднесемо до підгрупи l циліндрична. За конструкцією елементу позбавлення ступенів вільності $n=4$ дані складові механізму віднесемо до шпонкового з'єднання.

Література

1. Брошак І. Механічні обмежувальні системи та їх класифікація. // Вісник Тернопільського державного технічного університету ім. І.Пулюя, 2011, - Том 17, №2, С.94-99.

2. Брошак І.І. Формалізація логічних процедур проектування обмежувальних механізмів [Текст] / І.І.Брошак, І.В.Луців – Десятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Праці. – Львів: КІНПАТРІ ЛТД. – 2011. – С.183-184.

3. Патент України на корисну модель №28728, МПК (2006) B23Q 37/00. Лінія для порізки конвеєрної стрічки / Матвійчук А.В., Брошак І.І., Фльонц О.В., Гевко Ів.Б. - № у 2007 07019; Заявл. 22.06.2007; Опубл. 25.12.2007, Бюл.№21. – 4с.

4. Патент України на корисну модель №21912, МПК F16D 7/06 (2007.01). Кулькова запобіжна муфта / Брошак І.І. - № у 2006 10901; Заявл. 16.10.2006; Опубл. 10.04.2007, Бюл.№4. – 4 с.



УДК 621.867

Лілія Рогатинська

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
46001, м. Тернопіль, Руська, 56

ДО ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ШВИДКОХІДНИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ З ЕЛАСТИЧНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Liliya Rogatynska

FOR SELECT OF THE OPTIMAL PARAMETERS OF HIGH-SPEED SCREW-CONVEYERS WITH ELASTIC WORKING BODYS,

Limit angular velocity of the vertical screw conveyor, which has elastic helix, was found. The linear dependence of speed of load with angular velocity of rotation of the propeller was found. The minimum energy of screw conveyor is installed. The optimal parameters of the screw-conveyor were found

На вибір параметрів та режимів роботи швидкохідних гвинтових конвеєрів з еластичними робочими органами і, відповідно, на енергосилові параметри транспортування, великий вплив мають такі фактори, як: параметр їх швидкісного режиму (коефіцієнт швидкохідності P); кут нахилу α гвинтової поверхні, $tg\alpha = T/\pi D$; коефіцієнти зовнішнього тертя вантажу до поверхонь, відповідно, гвинтового робочого органу μ_1 та кожуха і μ_2 . Тут D та T - відповідно діаметр та крок гвинта.

Осьова швидкість потоку вантажу v_{Π} , що транспортується гвинтовим конвеєром із кутової швидкістю робочого органу ω по гвинтовій траєкторії із кутом підйому β та власною кутовою швидкістю ω_{Π} , рівна $v_{\Pi} = T(\omega - \omega_{\Pi})/2\pi$. Із введенням безрозмірного параметру швидкості $k_v = (1 - \omega/\omega_{\Pi})$, залежності для визначення v_{Π} , ω_{Π} та $tg\beta$ приймають вигляд

$$v_{\Pi} = k_v T \omega / 2\pi; \quad \omega_{\Pi} = (1 - k_v) \omega; \quad tg\beta = k_v tg\alpha / (1 - k_v). \quad (1)$$

При транспортуванні вантажу еластичними робочими органами, профіль спіралі прогинається і його твірну в напрямку радіального параметра ρ можна апроксимувати залежністю $b = a_b(\rho - r_0)^{\xi}$, де a_b та ξ - параметри моделі.

Відповідно, кут нахилу профілю по периферії спіралі визначається як

$$tg\delta = db/d\rho = a_b \xi (n - r_0)^{\xi-1}.$$

Встановлено, що для вертикального гвинтового конвеєра з еластичними робочими органами, його критична кутова швидкість, при якій призупиняється транспортування вантажу, становить

$$\omega_k = \sqrt{\frac{2g(\sin\alpha + \mu_1 - \mu_2 tg\delta)}{\mu_2 D(\cos\alpha - \mu_1 \sin\alpha)}}. \quad (2)$$

Аналіз проведених досліджень потоку вантажу показав, що в діапазоні раціональних режимів роботи вертикальних та круто нахилених гвинтових конвеєрів, при забезпеченні

їх постійного рекомендованого наповнення, існує практично лінійна залежність осьової складової швидкості вантажу від кутової швидкості гвинта ω

$$v_z = \frac{T(\omega - \omega_k \sqrt{\sin \gamma})}{2\pi[1 + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)\operatorname{tg} \alpha]}, \quad (3)$$

де γ - кут нахилу конвеєра до горизонту.

Питома енергоємність транспортування вантажу (потужність конвеєра одиничної продуктивності на одиницю шляху) становить

$$W = \frac{dN}{Qdl} = \frac{\mu_2 \rho_m D (1 - k_v)^3 \omega^2}{4 \operatorname{tg} \alpha \sqrt{(1 - k_v)^2 + k_v^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}, \quad (4)$$

де ρ_m - насипна густина вантажу; Q - об'ємна продуктивність (розхід) конвеєра.

Встановлено, що мінімально можливий рівень енергоємності вертикальних швидкохідних конвеєрів з еластичними робочими органами, як із жорсткими, визначається практично тільки коефіцієнтом тертя вантажу по поверхні спіралі μ_1 і становить

$$W = \rho_m g (2,30 + 6,65 \mu_1 + 19,0 \mu_1^2) \quad (5)$$

Для досягнення такого рівня W , безрозмірні параметри моделі повинні бути рівними

$$k_v = 0,64 - 0,25 \mu_1; \quad \operatorname{tg} \alpha = f(\mu) = 0,25 - 0,1 \mu_1 \quad (6)$$

Відповідно, конвеєр буде мати мінімальну енергоємність, коли його коефіцієнт швидкохідності буде

$$P \approx (2,8 + 10 \mu_1) / [\mu_2 (1 + 0,5 \mu_1)]. \quad (7)$$

Це забезпечується вибором кутової швидкості конвеєра ω згідно залежності

$$\omega = \left[\frac{\pi \varphi g^3 k_v \operatorname{tg} \alpha P^3}{Q} \right]^{1/5}, \quad (8)$$

де φ - коефіцієнт заповнення робочого простору конвеєра вантажем.

Зовнішній діаметр гвинтового робочого органу та його крок, що забезпечують задану продуктивність, відповідно будуть

$$D = \sqrt[3]{16Q / (\varphi k_T \omega)}, \quad T = \pi D \operatorname{tg} \alpha. \quad (9)$$

Відповідно, об'ємна продуктивність вертикального швидкохідного конвеєра з еластичними робочими органами буде визначатись за залежністю

$$Q = 0,125 k_T k_0 k_v \varphi D^3 \omega,$$

де k_T - коефіцієнт кроку, $k_T = T/D = \pi \operatorname{tg} \alpha$, k_0 - коефіцієнт приведення площі живого перетину конвеєра до площі прохідного січення кожуха, $k_0 = (D^2 - d^2) / D_0^2$. Тут d та D_0 - відповідно діаметри вала гвинта та отвору кожуха.

Для швидкохідних горизонтальних ГК коефіцієнт тертя μ_2 впливає на їх енергоємність, але не впливає на розміщення зони оптимуму. Методика їх розрахунку відрізняється від вертикальних тим, що після визначення кута нахилу конвеєра безпосередньо визначають кутову швидкість конвеєра за залежністю

$$\omega = \left(\frac{\varphi k_T g^3 P^3}{Q [1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)]^3} \right)^{1/5}. \quad (10)$$

Основна відмінність швидкохідних ГК призначених для горизонтального та вертикального транспортування полягає в тому, що в перших раціональний, з точки зору енергоємності, коефіцієнт кроку змінюється в межах $0,9 \leq k_T = T/D \leq 1,3$ а в других $0,45 \leq k_T \leq 0,8$.

Отримані залежності дозволяють визначати оптимальні параметри та режими роботи швидкохідних гвинтових конвеєрів, що може суттєво знизити енергоємність гвинтових конвеєрів (в1,5 ...2) рази та вибирати для робочих органів матеріали з рекомендованими трибологічними властивостями їх поверхонь.



УДК 621.9.06

Сергій Струтинський

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТОЧНОСТІ ПАРАЛЕЛЬНИХ ПЕРЕДАЧ ПРОСТОРОВОЇ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ ПРИВОДІВ

Sergej Strutinsky

PARAMETERS OF THE ACCURACY OF PARALLEL SPATIAL TRANSMISSIONS MECHATRONIC DRIVE SYSTEM

Design solutions are presented and the results of studies involving the use of special mechatronic control systems and drive technology to enhance precision mechanisms with parallel kinematic links. Developed special methods to determine the exact spatial position of the executive body of actuators and application of measurements to enter the main feedback mechatronic control systems.

Просторові мехатронні системи приводів широко застосовуються в механізмах з паралельними кінематичними зв'язками. Реалізуються механізми з ланками постійної довжини (триглайди, гексаглайди) та механізми з ланками змінної довжини (триподи, гексаподи).

Просторова система приводів (гексапод) має виконавчий орган VK, який здійснює просторовий рух (рис. 1).

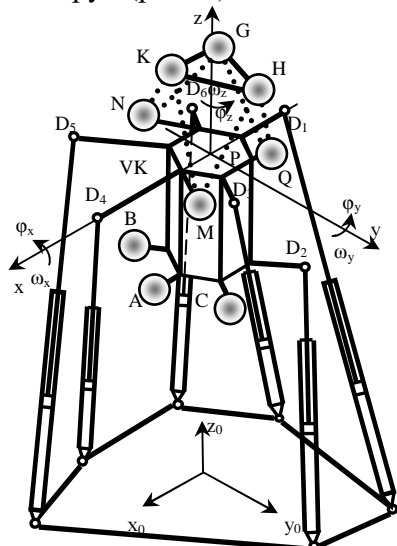


Рисунок 1. Просторова мехатронна система приводів

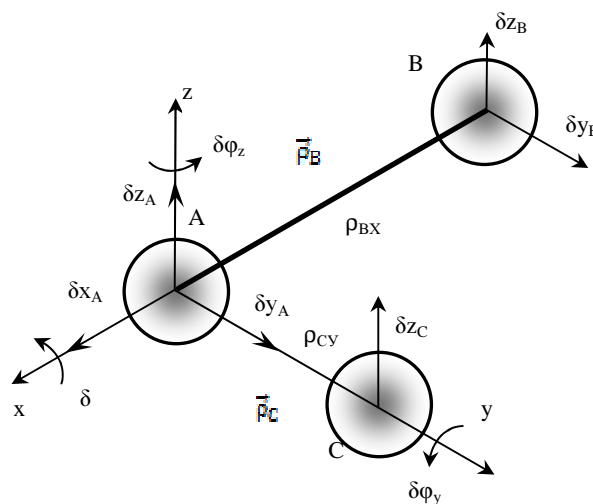


Рисунок 2. Розташування трьох сфер (точок вимірів) на виконавчому органі

Точність положення виконавчого органу який має шість ступенів вільності $x, y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ визначає точність механізму. Існує наукова проблема підвищення точності

позиціонування шести незалежних координат виконавчого органу до величини порядку 10 мкм.

Підвищення точності досягається застосуванням спеціальних мехатронних систем керування системою приводів. Оптимальне схемне рішення системи потребує введення головних зворотніх зв'язків, а відповідно виміру шести координат які характеризують положення виконавчого органу. Положення виконавчого органу визначається трьома декартовими координатами переміщення деякої його точки (полюса) x, y, z та трьома кутовими $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ координатами (кутами Ейлера). Безпосередній вимір вказаних параметрів не є можливим по причині взаємопов'язаності декартових і кутових координат.

Розроблені спеціальні методи для визначення точного просторового положення виконавчого органу системи приводів та застосування системи вимірів для введення головних зворотніх зв'язків мехатронної системи керування.

Розроблено методи розділяються на дві групи контрольні та методи поточних вимірів безпосередньо в процесі роботи механізму.

Методи використовують спеціальне обладнання у вигляді набору точних сфер розміщених в певному порядку на робочому органі механізму.

Для виміру невеликих переміщень робочого органа сфери розміщуються по вершинам прямокутного трикутника А,В,С катети якого орієнтовані по вісям координат (рис. 2). Вимірюється переміщення кожної із сфер $\delta z_A, \delta z_B, \delta z_C, \delta x_A, \delta y_A, \delta x_C$.

В якості полюса вибрано точку А виміряні переміщення якої $\delta x_A, \delta y_A, \delta z_A$ дають декартові координати переміщення полюса. Для знаходження поперечно кутових переміщень виконавчого органу виведено розрахункові формули

$$\delta\varphi_x = -\frac{1}{\rho_{CY}}(\delta z_C - \delta z_A), \quad \delta\varphi_y = -\frac{1}{\rho_{BX}}(\delta z_B - \delta z_A), \quad \delta\varphi_z = \frac{1}{\rho_{CY}}(\delta x_C - \delta x_A).$$

Контрольні виміри положення сфер здійснюються механічними пристроями, а виміри поточного положення сфер під час роботи механізму здійснюються безконтактними оптичними методами.

Особливістю розглянутого пристрою є необхідність узгодження розташування сфер із абсолютною системою координат виконавчого органу. Запропонована модифікація розглянутого пристрою. Він має три сфери MNQ (див. рис. 1) розташовані на виконавчому органі по вершинам рівностороннього трикутника. На нерухомій основі опозитно виконавчого органу встановлено три додаткові сфери KGH. Система шести сфер утворює віртуальний механізм гексапод (показано пунктиром) ланками якого є відстані між суміжними нерухомими і рухомими сферами. МК, МН, НК, NG, QG, QH. По результатам вимірів відстані між вказаними сферами шляхом розрахунку визначається фактичне положення виконавчому органу, тобто його декартові та кутові координати $x, y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$.

Розроблена система дозволяє визначити параметри точності шести паралельних передач механізму з похибками, що не перевищують 10 мкм.



УДК 621.09.04

Василь Струтинський¹, професор; Валентин Дрозденко²

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37

²ПАТ «Веркон», 03062, м. Київ, пр-т Перемоги, 67

**ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОЗИЦІЙНИХ ПРИВОДІВ
МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ**

POWER DESCRIPTIONS OF POSITION OCCASIONS OF METAL-CUTTING MACHINE TOOLS

Grounded metal equipment to improve the accuracy by reducing the dynamic positioning errors of feed drives of machine tools. Determined the cause nonlinearity of individual nodes drives. Done mathematical modeling system. It is shown that the dynamic movement look like slightly attenuate vibration processes.

Підвищення точності металообробного обладнання здійснюється шляхом зниження динамічних похибок позиціонування приводів подач верстатів. Динамічні похибки визначаються в основному процесами перетворення енергії в динамічній системі.

В приводах точних переміщень супорта мають місце складні робочі процеси. Вони проявляються в наявності суттєвих нелінійностей характеристик окремих вузлів приводів. Основними нелінійностями є сили сухого та змішаного тертя, люфти і зазори в кінематичних парах. Це, зокрема, люфти в передачах «гвинт-гайка», зазори між зубцями шестерень в редукторі, зазори в підшипниках.

Позиційні приводи супорта відповідають механічній динамічній системі із двома ступенями вільності. Для розробки математичної моделі системи застосовано рівняння Лагранжа 2-го роду.

В результаті математичного моделювання встановлено, що динамічні переміщення мають вигляд слабо затухаючих коливальних процесів. Розрахункові частоти власних коливань складають 17 і 21 Гц відповідно для горизонтальних та вертикальних переміщень супорта.

Внаслідок різного характеру динамічних переміщень супорта в двох взаємно перпендикулярних напрямках має місце складна динамічна траєкторія переміщення деталі в зоні різання. Траєкторія має петле подібний вигляд і з плином часу стягується в обмежену область, близьку до кола. На траєкторії наявні точки зворотнього ходу та інші. В даних точках крива має вістря, а дотична є спільною для обох гілок кривої. В даних точках супорт має миттєві зупинки з подальшим продовженням руху.

Затухання швидкості переміщення супорта відбувається в проміжку часу близько 0,4 с. Годограф вектора швидкості являє собою петле подібну криву із зигзагоподібними ділянками.

Важливими характеристиками динамічних переміщень супорта є енергетичні процеси. Зміни кінетичної і потенціальної енергії являють собою знакопостійні коливальні процеси. Середній рівень потенціальної енергії суттєво перевищує рівень кінетичної енергії. Це пояснюється незначними швидкостями переміщень мас супорта. Основна енергія витрачається на деформацію пружних систем приводів переміщень. Огинальна кінетичної енергії зменшується до нуля за час близько 0,3 с. Закон зміни огинальної близький до експоненціального.

Огинальні закону зміни потенціальної енергії відповідають затухаючому процесу з «биттям». Це обумовлено близькими значеннями власних частот динамічних підсистем приводів горизонтального і вертикального переміщень супорта.

Діаграма зміни в часі складових механічної енергії має петлеподібний вигляд і з часом зосереджується в межах напівеліпса, осі якого відповідають значенням потенціальної енергії при практично нульовому значенні кінетичної енергії.

В результаті проведених досліджень встановлено, що перехідні процеси позиціонування мають значну коливальність (число повних коливань складає 7..10) та близькі частоти власних коливань при русі супорта в двох взаємно перпендикулярних напрямках. Процеси зміни кінетичної і потенціальної енергії системи мають властивості «биття» і швидко затухають. Основний вклад в енергетику перехідного процесу вносять деформативні

параметри системи. При цьому, потенціальна енергія системи має рівень в 3.4 рази вищий кінетичної енергії системи.



УДК 621.7

Василь Струтинський професор; Іван Перфілов

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ СПЕЦІАЛЬНОГО МІКРОПРОФІЛЯ ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ

Vasyl Strutinsky, IvanPerfilov

DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODELS SPECIAL MICROPROFILE FRICTION SURFACES

Description of equipment for processing vibration microprofile friction surfaces with desired characteristics. Done approximation microprofile two-dimensional Fourier series whose coefficients are calculated for a number of special methods. An objective evaluation method microprofile anisotropy properties in a particular area.

Мікропрофіль поверхонь тертя із заданими характеристиками формується при обробці деталей на спеціальному обладнанні. Обладнання для вібраційної обробки поверхонь включає вертикально-фрезерувальний верстат який укомплектовано столом з вібраційними приводами мікропереміщень та системою керування. Приводи забезпечують переміщення стола по необхідному закону в діапазоні ± 50 мкм з частотами до 50 кГц. Вібраційні мікропереміщення стола у поєднанні з рухом подачі забезпечують вібраційний рух деталі встановленої на столі відносно інструменту (високооборотової борфрези). В результаті на обробленій поверхні утворюється спеціальний мікрорельєф. При цьому виникає проблема оцінки параметрів мікропрофіля. Мікропрофіль поверхні одержаної в результаті вібраційної обробки має детерміновані і стохастичні складові. Існує наукова проблема математичного аналізу мікропрофіля. Одним із напрямків розробки даної проблеми є детальне врахування особливостей мікропрофіля поверхонь, зокрема анізотропії геометричних характеристик мікропрофіля по різних напрямках.

Із аналізу оброблених поверхонь випливає, що мікропрофіль має ділянки які періодично повторюються тобто мікропрофіль являє собою періодичну функцію. Відповідно мікропрофіль апроксимовано двомірним рядом Фур'є в виду:

$$z(x, y) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \sum_{m=-\infty}^{+\infty} C_{km} e^{j(k\omega_x x + m\omega_y y)}$$

де позначено $\omega_x = \frac{2\pi}{T_x}$, $\omega_y = \frac{2\pi}{T_y}$, $j = \sqrt{-1}$, T_x, T_y - періоди мікропрофіля в напрямках x і

у відповідно.

Коефіцієнти ряду є комплексними числами, які визначено залежністю:

$$C_{km} = \frac{1}{T_x T_y} \int_{-\frac{T_x}{2}}^{+\frac{T_x}{2}} \int_{-\frac{T_y}{2}}^{+\frac{T_y}{2}} z_s(x, y) \cdot e^{j(k\omega_x x + m\omega_y y)} dx dy$$

Для обчислення коефіцієнтів ряду застосована спеціальна методика.

Знайдена математична модель у вигляді ряду дозволяє обчислити інтегральні та диференціальні характеристики мікропрофіля.

Для оцінки анізотропії мікропрофіля поверхні використано умовну прилеглу поверхню яка являє собою точну копію вихідного мікропрофіля але протилежно направлена. При невеликому (елементарному) взаємному зміщенні основної і прилеглої поверхонь в напрямках x і y вони перетинаються.

Об'єм матеріалу який попадає в перетин визначено як інтеграл по поверхні у вигляді:

$$\delta Q(\delta_x, \delta_y) = \iint_S f(x, y, \delta_x, \delta_y) dx dy,$$

де $f(x, y, \delta_x, \delta_y)$ – підінтегральна функція визначена у вигляді:

$$f(x, y, \delta_x, \delta_y) = \begin{cases} z(x, y) - z(x + \delta_x, y + \delta_y) & \text{при } z(x, y) - z(x + \delta_x, y + \delta_y) > 0 \\ 0 & \text{при } z(x, y) - z(x + \delta_x, y + \delta_y) < 0 \end{cases}$$

δ_x, δ_y – елементарні зміщення прилеглої поверхні у напрямках x і y відповідно; S – деяка область інтегрування.

Область інтегрування вибирається у вигляді круга радіуса R центром в точці з координатами x_0, y_0 .

В результаті обчислень одержана полярна діаграма відносного об'єму для ділянки мікропрофіля S . Полярна діаграма являє собою замкнений контур близький до еліптичного

Форма діаграми залежить від виду мікропрофіля. Для мікропрофіля який має регулярні однаково орієнтовані мікрорівні та мікроканавки діаграма має форму близьку до витягнутого еліпса повернутого відносно системи координат на деякий кут, який характеризує напрямок мікрорівнів.

Введена інтегральна характеристика мікропрофілю дає можливість об'єктивно оцінити властивості анізотропії мікропрофіля на певній ділянці. Дана характеристика особливо ефективна при розгляді точкових контактів поверхонь (в парах тертя, деформованих контактах, періодичних контактах).



УДК 621.865:681.62

Дмитро Гриценко; Юрій Шостачук, доцент

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», ВПІ,
м.Київ, вул. Янгеля, 1/37, кімн. 91, кафедра «Машин та агрегатів поліграфічного
виробництва»*

ДОСЛІДЖЕННЯ ТОЧНОСТІ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ВИРОБІВ У ЗОНІ ДРУКУ ТАМПОДРУКАРСЬКИХ МАШИН

Dmytro Grytsenko; Yuriy Shostachuk

THE INVESTIGATION OF PRECISION POSITIONING PRODUCTS IN THE AREA OF PRINTING PAD MACHINES

Results of research exactitude positioning of products are observed at their transportation to a press zone in pad printing machines

Якість зображення, відтвореного тамподрукарськими машинами, залежить від точності нанесення на виріб шару фарби, що є характеристикою тампона, і поданого у зону нанесення

фарби виробу, який розташований на транспортувальному пристрою. Цей процес потребує забезпечення чіткої взаємодії всіх елементів транспортувальної системи.

Під час подачі виробів у зону друкування необхідно забезпечити їх плавну зупинку без додаткових вібрацій і коливань та чітку фіксацію відносно друкуючого елемента. Вплив вібрацій та коливань призводить до порушення точності позиціонування виробу відносно тампону і унеможлиблює точне нанесення фарби на виріб. Гарантування відповідної якості друкування ускладнюється тим, що виконавчі елементи, від яких залежить необхідна точність взаємодії, розташовані на різних механізмах.

Метою даної роботи є аналіз і визначення основних параметрів транспортувальної системи тамподрукарської машини для забезпечення відповідної якості друкування.

Необхідна якість друкування досягається при виконанні заданої точності позиціонування виробів відносно друкарського елемента (тампону) (не повинна перевищувати $\pm 0,1$ мм); плавності періодичного руху транспортера та забезпечення точної фіксації виробів на поверхні транспортувальних пристроїв.

Точність позиціонування при переміщенні виробів залежить від конструктивних параметрів транспортувального механізму (довжини транспортера, різноманітності габаритів і конфігурацій виробів та способу їх закріплення на опорній поверхні).

Транспортувальний пристрій тамподрукарської машини складається з ланцюгового транспортеру та кулачкового механізму періодичного руху. Для визначення впливу кулачкового приводу приймемо жорстким зв'язок між зіркою ланцюгової передачі і елементом кріплення виробу.

У процесі дослідження визначені похибки механізму приводу. Були отримані залежності для визначення похибки положення веденої ланки транспортера відносно друкарського елемента (тампона).

Запропонована методика аналізу і дослідження крокового кулачкового механізму приводу дозволяє визначати похибки положення системи транспортування. Проведений аналіз дозволив виявити вузли і елементи приводу, які потребують підвищеної уваги при проектуванні та під час виготовлення, а також звузити коло параметрів, вплив яких суттєво погіршує характеристики приводу.

Література

Шостачук Ю.О., Гриценко Д.С. Дослідження точності позиціонування транспортувальних пристроїв конвеєрного типу тамподрукарської машини ТДМ-300 // Збірник наукових праць «Технологія і техніка друкарства». – 2011. – № 3-4.



УДК 621. 002. 3 : 621. 89

**Анатолій Гавриш, професор; Тетяна Роїк, професор; Юлія Віцюк;
Олена Мельник; Сергій Замулко**

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»
03056, Україна, м.Київ, проспект Перемоги, 37*

ПІДШИПНИКОВІ МАТЕРІАЛИ ДЛЯ ЕКСТРЕМАЛЬНИХ УМОВ РОБОТИ

Anatily Gavrish; Tetyana Roik; Yuliya Vitsuk; Olena Melnik; Sergiy Zamulko

BEARING MATERIALS FOR EXTREME CONDITION

In this work, a new composite high-speed materials based on nickel with additives efficient solid lubricant for manufacturing effective bearings of polygraphic equipment with low friction coefficient and wear have been presented. These materials were produced and researched with their surface status and antifriction material's tribotechnical properties.

Для нового покоління поліграфічних машин, окрім високих вимог до якості та функціонального призначення, велике значення має надійність та довговічність окремих вузлів і деталей. У вирішенні цієї проблеми поряд із вдосконаленням конструкцій машин та обладнання, вагоме місце відведено раціональному вибору матеріалів для їх деталей, методам їх обробки і забезпеченню необхідних експлуатаційних властивостей [1-3].

Метою даної роботи було дослідження особливостей формування структури та властивостей високошвидкісних підшипникових матеріалів на основі нікелю у присутності твердої змазки – фториду кальцію для важких умов роботи.

В роботі досліджувались матеріали на основі високолегованого нікелевого сплаву ЭИ929 з домішками твердого мастила – фторидом кальцію. Зразки отримували методом гарячого ізостатичного пресування з наступною термообробкою (гартування і старіння при 910 °С протягом 16 год. на повітрі).

В результаті термічної обробки структура матриці досліджуваних матеріалів на основі високолегованого сплаву ЭИ929 являє собою легований твердий розчин на основі Ni, у якому присутні дисперсні частинки інтерметалідів та карбідів легуючих елементів, а також фторид кальцію.

Отримана структура у поєднанні з присутнім у складі матеріалу твердою змазкою CaF₂ забезпечила високий рівень антифрикційних властивостей, порівняльні характеристики яких наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Антифрикційні властивості матеріалів на основі сплавів ЭИ 929 та ЭП975

Склад, мас.%	Коефіцієнт тертя	Інтенсивність зношування, мкм/км	Гранично –допустима швидкість, м/с
ЭИ929 + (4-8) CaF ₂	0,18-0,23	28-32	100
ЭП975+ (4-8) CaF ₂ [1]	0,26-0,38	228	70

Триботехнічні випробування проводили на повітрі при швидкості ковзання 85 м/с, навантаженні 1-3 МПа у парі з контртілом зі сплаву на основі Ст.

Дані таблиці свідчать, що новий матеріал на основі сплаву ЭИ929 забезпечує більш високі антифрикційні властивості при одночасному підвищенні робочих швидкостей ковзання у порівнянні з відомим (на основі ЭП975) [2, 3].

Для забезпечення високих параметрів якості робочих поверхонь підшипників з нового матеріалу на основі сплаву ЭИ929 застосовували прецизійну магнітно-абразивну обробку.

Обробку поверхні підшипників виконували за такими режимами: поздовжня швидкість деталі $V_{п}= 2 - 10$ м/хв., поперечна швидкість деталі $2 - 5$ мм/подв.хід, довжина робочого зазору δ між магнітом та деталлю 1,0- 1,2 мм, зернистість абразивного феромагнітного порошку - 40 – 60 мкм, магнітна індукція в зазорі $B=1,0 - 1,5$ Тл, при цьому магніту додатково надаються обертальні рухи навколо осі, яка орієнтована перпендикулярно до площини обробки деталі, зі швидкістю $V_{м}=1 - 5$ м/с, а у зону різання інтенсивно подається змазуючо-охолоджуюча рідина з продуктивністю її подачі 1,0 – 1,5 л/хв.

В результаті застосованих режимів прецизійно-абразивної обробки було забезпечено шорсткість контактних поверхонь підшипників ковзання з матеріалу на основі сплаву ЭИ929 у діапазоні $Ra=0,04-0,08$ мкм, яка сприяє утворенню плівок тертя, що, у свою чергу підвищує функціональні властивості і обумовлює високу зносостійкість пар тертя при важких умовах роботи.

Таким чином, на основі проведених досліджень новий антифрикційний матеріал на основі високолегованого нікелевого сплаву ЭИ929 можна рекомендувати для оснащення високошвидкісних вузлів тертя друкарських машин.

Література

1. Гавриш О.А. Системные технологии финишной обработки деталей / Гавриш О.А., Роик Т.А., Гавриш А.П.: Монография.- К.: ВПК «Политехника», 2011.- 375 с.
2. Гавриш А.П. Підвищення якості та експлуатаційних властивостей підшипників ковзання / А.П. Гавриш, Т.А. Роїк, О.О. Мельник, Ю.Ю. Віщок: Науковий Вісник Національного гірничого університету. Тематичний випуск. - Дніпропетровськ: Державний ВНЗ «НГУ», 2011.- С. 101-106.
3. Патент України № 60521, МПК С22С33/02 (2006.01). Композиційний підшипниковий матеріал / Роїк Т. А, Гавриш А. П., Киричок П.О., Гавриш О.А., Віщок Ю.Ю., Мельник О. О., опубл. 25.06.2011, Бюл. № 12.



УДК 621.7

Василь Струтинський, професор; Оксана Юрчишин, доцент

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37*

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В ПРУЖНІЙ СИСТЕМІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

Vasyl Strutinsky, Oksana Jurchyshyn

MATHEMATICAL DESIGN OF DYNAMIC TRANSIENTS IN FLEXIBLE DRIVE TRANSMISSIONS OF METAL-CUTTING MACHINE TOOLS

The structural features of spindle knot of machine-tool are certain and the dynamic model of purveyance as systems is developed with the up-diffused parameters. The mathematical models of the system are developed purveyances, taking into account dissipation of energy at vibrations. The design of the oscillation field of purveyance is conducted at stochastic loadings.

Динамічні процеси в шпindelній групі верстата відзначаються значною складністю. Тому для їх дослідження ефективним є математичне моделювання динамічної системи. Підвищення точності і достовірності математичних моделей досягається врахуванням розподіленості параметрів у динамічній системі.

При обробці пруткової заготовки відбуваються її інтенсивні поперечні коливання як системи з розподіленими параметрами. Коливання визначаються умовами опирання заготовки. При обробці коротких заготовок мають місце схеми їх закріплення із консоллю. Для довгих заготовок має місце їх опирання на кільце шпинделя. При затиску заготовки в патроні вона буде прогинатись під дією гравітаційних сил і опиратись на кільце, встановлене на шпинделі. Поворот шпинделя приводить до відриву заготовки від кільця, вона втрачає контакт із шпинделем. При подальшому повороті заготовки на кут $180^{\circ} + \varphi_B$ вона знову входить в контакт із кільцем. Таким чином, на протязі одного оберту шпинделя за час t_0 заготовка має дві принципово різні схеми опирання: защемлення в патроні з додатковим опиранням в кінцевій частині та консольне закріплення заготовки.

В проміжку між імпульсним навантаженням заготовка здійснює вимушені коливання під дією стохастичних сил різання. Для розрахунку даних коливань розроблена спеціальна математична модель, яка базується на розгляді власних коливань заготовки як системи з розподіленими параметрами.

Нормальні форми коливань для консольно закріпленої заготовки розраховуються через функції Крилова згідно залежностей:

$$X_i(x) = C \left[K_3 \left(k_i \frac{x}{L} \right) - K_4 \left(k_i \frac{x}{L} \right) \right] \quad (1)$$

Значення коренів частотного рівняння для даного випадку складає:

$$k_1 = 1,875; k_2 = 4,694; k_3 = 7,855; k_4 = 10,996.$$

Схема опирання заготовки визначає спектр частот власних коливань. Більш високі частоти має заготовка із заземленим лівим кінцем, яка шарнірно опирається на правому кінці. Низькі частоти характерні для консольно закріпленої заготовки.

Вільні поперечні коливання перетину заготовки як пружного стрижня описуються залежністю

$$y(t, x) = \sum_{i=1}^{\infty} X_i (A_i \cos p_i t + B_i \sin p_i t) \quad (2)$$

де X_i - i -та нормальна форма коливань; p_i - частота, яка відповідає i -тій формі; A_i, B_i - константи, які визначаються із початкових умов.

Залежність (2) із визначеними формулою (1) нормальними формами X_i являє собою імпульсну характеристику динамічної системи заготовки у вигляді функції часу. Перетворимо її по Лапласу. Одержимо зображення по Лапласу імпульсної характеристики $Y_I(s, x)$, що співпадає з передавальною функцією $W(s, x)$ системи:

$$Y_I(s, x) = L \left[\sum_{i=1}^{\infty} X_i B_i p_i \left(\frac{1}{p_i} \sin p_i t \right) \right] = \sum_{i=1}^{\infty} X_i B_i p_i \left(\frac{1}{S^2 + p_i^2} \right) = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{K_i}{T_i^2 S^2 + 1} = W(s, x), \quad (3)$$

де S - оператор Лапласа; $T_i = \frac{1}{p_i}$ - постійна часу, відповідна i -й формі коливань;

$K_i = \frac{X_i B_i}{p_i}$ - коефіцієнт передачі, відповідний i -й формі коливань, $W(s, x)$ - передавальна функція системи від входу, що спричиняє початкову швидкість заготовки $f_2(x) = V_0(x)$.

Із формули (3) шляхом підстановки $S \rightarrow j\omega$, $j = \sqrt{-1}$ знайдена частотна передавальна функція $WJ_0(x, \omega)$ та амплітудно-частотна характеристика $W_0(x, \omega)$:

$$WJ_0(x, \omega) := \sum_{i=1}^5 \frac{K(x, i)}{-(T_i)^2 \cdot \omega^2 + 1}, \quad W_0(x, \omega) := \text{mod}[WJ_0(x, \omega)]$$

При обчисленні характеристик враховано 5 нормальних форм коливань заготовки.

Амплітудно-частотна характеристика має розриви другого роду на резонансних частотах (рис. 1а).

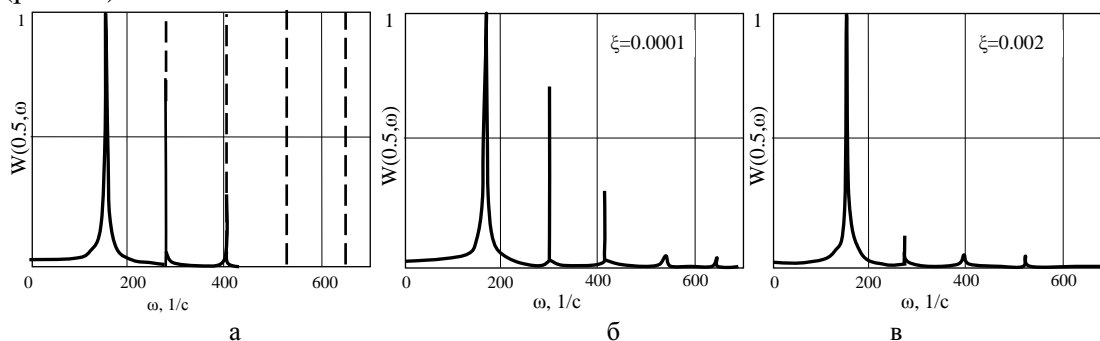


Рисунок 1. Амплітудно-частотна характеристика, обчислена для середнього перетину заготовки: а – без врахування втрат енергії; б – з врахуванням втрат енергії при параметрі затухання $\xi=0.0001$; в - при параметрі затухання $\xi=0.002$

Для ліквідації не відповідних фізичній суті задачі точок розриву введено еквівалентне затухання, яке визначається набором параметрів ξ_i . При цьому обчислено частотну передавальну функцію $WJ(x, \omega)$, дійсну $U(x, \omega)$ та уявну $V(x, \omega)$ частотні характеристики:

$$WJ(x, \omega) := \sum_{i=1}^5 \frac{K(x, i)}{-(T_i)^2 \cdot \omega^2 + 2 \cdot \xi_i \cdot T_i \cdot i \cdot \omega + 1} \quad i = \sqrt{-1}, \quad \begin{aligned} V(x, \omega) &:= \text{Im}(WJ(x, \omega)) \\ U(x, \omega) &:= \text{Re}(WJ(x, \omega)) \end{aligned} \quad (4)$$

Використовуючи знайдені частотні характеристики (4) обчислено амплітудно-частотну $W(x, \omega)$ та фазочастотну $\psi(x, \omega)$ характеристики:

$$W(x, \omega) := \sqrt{(U(x, \omega))^2 + (V(x, \omega))^2}, \quad \psi(x, \omega) = \operatorname{arctg} \frac{V(x, \omega)}{U(x, \omega)}, \quad (5)$$

Параметри затухання ξ_i , які входять в передавальні функції (4) елементів структурної схеми є незначними, тому що рівень дисипації енергії в заготовці є достатньо малим. Шляхом чисельного експерименту встановлено, що параметр затухання складає $\xi=0,0001\dots 0,002$. При параметрі затухання $\xi=0,0001$ обчислена амплітудно-частотна характеристика мало відрізняється від характеристики системи без втрат енергії (рис.1б). При збільшенні параметра затухання до значення $\xi=0,002$ резонансні піки на амплітудно-частотній характеристиці зменшуються в кілька разів. Це особливо проявляється на високих частотах, де резонансні піки майже зникають (рис.1в). Тому для математичного моделювання вібраційного поля заготовки можна використати математичну модель у вигляді нескінченної суми коливальних ланок, параметри затухання яких складають $\xi=0,0001\dots 0,0002$.



УДК 621.9.06

Сергій Струтинський; Андрій Гуржій

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
03056, м. Київ, пр. Перемоги, 37*

ЗАСТОСУВАННЯ ТЕОРІЇ НЕЧІТКИХ МНОЖИН ДЛЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛЮФТОВИХ З'ЄДНАНЬ В ПРИВОДАХ І ПЕРЕДАЧАХ

Sergej Strutinsky, Andriy Gurgiy

APPLICATION OF THEORY OF FUZZY SETS IS FOR DESCRIPTION OF CLEARANCE OF CONNECTIONS IN OCCASIONS AND TRANSMISSIONS

The results of research pivotally connected to the drive and transfer equipment with parallel kinematics. Determined nonlinear characteristics clearance connection that takes place in spherical hinge spatial mechanism. Done description of the hysteretic properties of spherical hinge joints clearance space system drives using fuzzy sets theory.

Розробка прогресивного технологічного обладнання на основі просторової системи приводів потребує всебічного дослідження шарнірних з'єднань в приводах і передачах обладнання. Шарніри мають гарантовані люфти і зазори обумовлені необхідністю компенсації термічних деформацій деталей та похибок виготовлення і збирання вузлів. Зазори в шарнірах складають 30...60 мкм і змінюються в залежності від багаточисельних факторів невизначеного характеру. Для опису нелінійних характеристик люфтових з'єднань використано ряд положень теорії нечітких (Fuzzy) множин. Характеристики люфтових з'єднань в приводах і передачах досліджено експериментальними методами.

Визначено нелінійні характеристики люфтового з'єднання яке має місце в сферичному шарнірі просторового механізму (рис. 1)

Сферичний шарнір включає сферу 1 із хвостовиком. Поверхня сфери взаємодіє із поверхнею сферичного пояска 2 корпусу шарніра 3. Шарнір має кришку 4 яка гвинтами 5 кріпиться до корпусу. Сферичний поясок 6 кришки взаємодіє із поверхнею сфери при переміщенні сфери у під дією сили P.

Для проведення експериментальних досліджень розроблено спеціальне оснащення яке дозволяє реалізувати циклічне знакозмінне навантаження на сферичний шарнір. Згідно розробленої методики реалізовано 5...7 циклів знакозмінного навантаження. Обробка

одержаного масиву експериментальних даних дала можливість обґрунтувати опис нелінійних гістерезисних характеристик люфтового з'єднання. Характеристика шарніра (рис. 2) має вигляд ряду процесів із особливими властивостями. Процес виборки зазору в люфтовому з'єднанні 1 має масштаб швидкодії на кілька порядків вищий інших процесів тобто являє собою нескінченно швидкий процес. Процеси контактної деформації 5 після виборки зазору при стискаючому навантаженні та процес 3 роз'єднання поверхонь при зміні знака навантаження мають діапазон зміни набагато менший величини зазору тобто є нескінченно малими процесами в порівнянні з іншими.

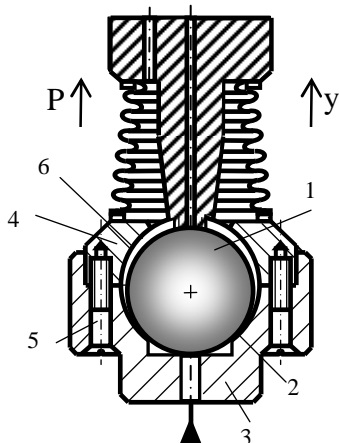


Рисунок. 1. Схема люфтового з'єднання в сферичному шарнірі просторової системи приводів

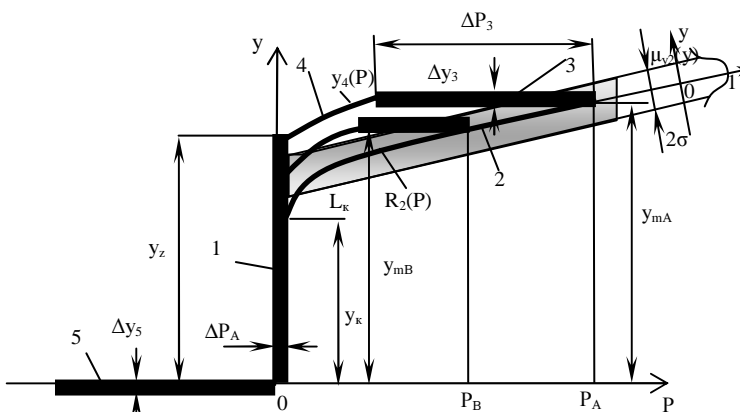


Рисунок. 2. Нелінійна гістерезисна характеристика люфтового з'єднання сферичного шарніра

Процес 2, який описує деформації гвинтових з'єднань корпуса і кришки є нечітко визначеним. Для характеристики даного процесу застосована характеристична функція приналежності множини значень процесу у вигляді кривої Гауса. Функція приналежності $\mu_{y_2}(y)$ побудована по спеціальній методиці. Методика полягає в наступному. По вимірним експериментальним даним для кількох циклів навантаження побудована лінійна регресійна модель $R_2(p)$. Експериментальні дані центровані по одержаній регресійній моделі. Для кожного циклу навантаження прийнята прямокутна характеристична функція приналежності центрованих експериментальних значень характеристики у всьому діапазоні зміни навантаження. Шляхом об'єднання нечітких множин по всіх циклах навантаження одержана результуюча характеристична функція приналежності, $\mu_{y_2}(y)$, яка апроксимована кривою Гауса.

Знайдена функція приналежності дає можливість з високою точністю прогнозувати вид і параметри нелінійної гістерезисної характеристики люфтового з'єднання в шарнірі. Прогноз значень характеристик здійснено спеціальними методами. Найбільш загальними є прогнозування значень характеристики на основі гіпотези про рівноцінність впливу окремих факторів при достатньо великому числі факторів впливу. При цьому, прогнозне значення є окремою реалізацією випадкового числа із масиву нормально розподілених випадкових чисел математичне сподівання яких відповідає знайденій лінійній регресійній моделі характеристики $R_2(p)$, а середньоквадратичне відхилення (стандарт) σ дорівнює напівширині знайденої характеристичної функції приналежності по її точкам переходу.

При наявності превалюючих факторів гіпотеза рівноцінного впливу факторів корегується шляхом введення в прогнозні значення процесу деякого тренду, пропорційного впливу превалюючого фактора.

Проведені дослідження підтвердили ефективність застосування теорії нечітких множин для опису гістерезисних властивостей люфтових з'єднань сферичних шарнірів просторової системи приводів.



Роман Рогатинський, професор; Олена Рогатинська, доцент
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
46001, м. Тернопіль, Руська, 56

МОДЕЛЬ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

Roman Rogatynskyi; Olena Rogatynska

MODEL OF THE SCRAPER TRANSPORTER

This article describes model of the scraper transporter and deduces dependencies for definition of kinematics parameters of the conveyor

Метою даного дослідження є створення моделі скребкового конвеєра на основі уніфікованого формалізованого опису, який дозволяв би описувати довільні траси розміщення конвеєра та рух ватажу по них.

Оскільки полотно конвеєра є нерозривною стрічкою і рухається по замкнутій траєкторії, то кожна точка полотна, в ідеалі, має однакову лінійну швидкість $v_0 = R_0 \omega_0$, де R_0 та ω_0 радіус та кутова швидкість привідного барабана.

Базову нерухому систему координат $Oxuz$ доцільно розмістити співвісно осі приводного барабана з напрямленням осі Oy паралельно земній поверхні. Для приводного, направляючих, натяжних барабанів (зірочок, дисків) власні системи координат, що обертаються разом із ними, також розміщують співвісно їхнім осям. Тоді довільна точка $A_i(x_{iA}, y_{iA}, z_{iA}, 1)$ в системі однорідних координат обертових барабанів в базовій системі матиме координати $A_0(x_{0A}, y_{0A}, z_{0A}, 1)$. Їх зв'язок записується в матричному вигляді $P = PM_{Li}M_{\Omega i}; P_i$, де $P = (x, y, z, 1)$ - матриця координат системи координат $Oxuz$; $P_i = (x_i, y_i, z_i, 1)$ - матриця координат системи координат $O_i x_i y_i z_i$; M_{Li} та $M_{\Omega i}$ - відповідно матриці лінійних та обертових переміщень. В розгорнутому вигляді система має вигляд

$$\begin{pmatrix} x_{0A} \\ y_{0A} \\ z_{0A} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\omega_i t + \Delta\varphi_i) & \sin(\omega_i t + \Delta\varphi_i) & 0 & \Delta x_i \\ \sin(\omega_i t + \Delta\varphi_i) & \cos(\omega_i t + \Delta\varphi_i) & 0 & \Delta y_i \\ 0 & 0 & 1 & \Delta z_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_{iA} \\ y_{iA} \\ z_{iA} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (1)$$

де ω_i - кутова швидкість i -го барабана (диска); $\Delta\varphi_i$ - кутове початкове зміщення i -го барабана (диска); Δx_i , Δy_i та Δz_i - координати барабанів (дисків) в базовій системі

На основі аналізу траси робиться розбиття траєкторії на ділянки, та реалізується перехід від системи координат скребка $X_{ck} O_{ck} Y_{ck}$ до системи координат вантажу, який знаходиться на полотні конвеєра $X_k O_k Y_k$. Координати скребка будуть

$$x_i(\tau) = -R_i \sin[s_i(\tau)/R]; y_i(\tau) = -R_i \sin[s_i(\tau)/R]; z_i(\tau) = u_i(\tau), \quad (2)$$

де для прямолінійних віток розроблені відповідні алгоритми їх зв'язку із ділянкою на барабані.

Нульова точка координат системи $X_i Z_i Y_i$ знаходиться на початку ділянки. Якщо центр кривої знаходиться в контурі конвеєра, то $R_i \geq 0$, якщо $O_i X_i$ - спрямоване проти напрямку транспортування, то $s_i(\tau) \geq 0$. $O_i Y_i$ - спрямоване від контуру конвеєра.

Прийmemo, що система координат i -ої ділянки відносно система координат $(i-1)$ -ої ділянки буде повертатися проти годинникової стрілки на кут $\psi_i = S_{(i-1)\max} / R_{(i-1)}$, де $S_{(i-1)\max}$ - максимальна довжина попередньої ділянки. Для плоского конвеєра переміщення вздовж осі

OZ рівне 0. Відносні системи координат $X_iO_iY_i$ кожної окремої ділянки конвеєра до загальної системи координат XOY за допомогою матриць перетворення.

Для визначення переміщення точки вздовж ділянки S_i приймаємо за l величину шляху від початкової точки конвеєра до даної точки:

$$l(t) = (n-1)T + L_0 + v\tau, \quad (3)$$

де n – кількість скребків до точки на конвеєрі від точки початку руху скребків.

Тоді:

$$s_i(t) = l(t) - \left(\sum_{j=1}^i S_{j\max} \right) + S_{i\max} - N_p L_s = v(\tau - \tau_i), \quad (4)$$

де $S_{j\max}$ – максимальний шлях на попередніх ділянках; $S_{i\max}$ – максимальний шлях на заданій ділянці; N_p – кількість повних обертів стрічки конвеєра за час τ ; L_s – довжина стрічки конвеєра, $L_s = \sum S_{j\max}$; τ_i – момент часу, коли починається рух на ділянці i .

Скребок під час транспортування відхиляється від свого положення під дією постійного навантаження на кут γ_k і коливних сил на кут $\Delta\gamma_k$. Одночасно скребок робить коливні рухи за рахунок поперечних коливань тягового органу конвеєра.

Коливання стрічки обумовлюється конструкційними та технічними особливостями конвеєра і характеру його експлуатації. В загальному вигляді це можна записати так:

$$\Delta x_k(U, \tau) = A_x(U) \sin(\omega_{xk}\tau + \varphi_k), \quad \Delta y_k(U, \tau) = A_y(U) \sin(\omega_{yk}\tau + \varphi_k), \quad (5)$$

де $A_x(U)$, $A_y(U)$ – амплітуди коливань стрічки вздовж осей O_kX_k і O_kY_k відповідно; U – матриця параметрів амплітуди коливань полотна; ω_{xk} , ω_{yk} – циклічна частота коливань полотна вздовж вісі $X_kO_kY_k$; φ_k – кут зміщення коливань полотна.

Коливні рухи скребка залежать від конструкційних параметрів, а також від характеру дій зовнішніх зусиль:

$$\Delta\gamma_k(M, \tau) = \gamma(M) \sin(\omega_{ck}\tau + \varphi_{ck}), \quad (6)$$

де $\gamma(M)$ – амплітуда змінної частини кута повороту скребка; M – матриця параметрів амплітуди $\gamma(M)$; ω_{ck} – циклічна частота кутових коливань скребка; φ_{ck} – кут зміщення коливань скребка.

Матриця розташування частинки вантажу в системі плоского полотна конвеєра має вигляд $P_k = (x_k, y_k, 1)$, скребка $P_{ck} = (x_{ck}, y_{ck}, 1)$, де

$$P_k = P_{ck} M_{\gamma k} M_{\Delta\gamma k} M_{\Delta t} = P_{ck} M_{\gamma k + \Delta\gamma k} M_{\Delta t}, \quad (7)$$

$$\text{Тут } M_{\gamma k + \Delta\gamma k} = M_{\gamma k} M_{\Delta\gamma k} = \begin{pmatrix} \cos(\gamma_k + \Delta\gamma_k) & \sin(\gamma_k + \Delta\gamma_k) & 0 \\ -\sin(\gamma_k + \Delta\gamma_k) & \cos(\gamma_k + \Delta\gamma_k) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad M_{\Delta t} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ \Delta x_k & \Delta y_k & 1 \end{pmatrix}.$$

Звідси можливий перехід до власної системи координат ділянки конвеєра $X_iO_iY_i$ за аналогічною залежністю $P_{(i)} = P_k P_{i\alpha} P_{i0}$. Перехід до абсолютної системи координат XOY реалізується за залежністю $P_a = P_{(i)} M_{\alpha i} M_{i0}$, де $P_a = (x_a, y_a, 1)$ – матриця абсолютних координат положення точкового тіла вантажу на конвеєрі; x_a – координата точки вантажу на вісі OX ; y_a – координата точки вантажу на вісі OY .

Ці залежності дають можливість побудувати ефективну комп'ютерну модель процесу, отримати координати тіла вантажу в будь-який момент часу і в будь-якій системі координат.

Швидкості і прискорення тіла в різних системах координат визначаються через просте диференціювання у часі.



УДК 621.8

Ігор Луців, професор; Іван Дубецький

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56

КІНЕМАТИКА САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНОГО КЛИНОПАСОВОГО ВАРІАТОРА

Ihor Lutsiv, Ivan Dubetsky

SELF-ADJUSTING WEDGE BELT VARIATOR KINEMATICS

The question of possibility of wedge belt variator use in self-adjusting of kinematic machines parameters is discussed. The dependence between variator driven shift rotating speed and resistive torque applied is given.

В ряді випадків при модернізації існуючого обладнання або при створенні спеціальних машин виникає необхідність застосовувати в системах адаптивного керування автоматичне регулювання певних кінематичних параметрів. З цією метою в якості ланки керування можна використовувати нескладні механічні системи, які б працювали у автоматичному режимі, зокрема механічні варіатори швидкості.

Зокрема, у звичайному клинопасовому варіаторі для сприйняття осьової сили, що виникає на ведених дисках, можна встановити систему пружин, як показано на рис. 1, а. При цьому неважко переконатись, що частота обертання веденого валу буде залежати від моменту опору на цьому валу. Для визначення характеру цієї залежності розглянуто схему сил, що діють на ведений диск такої зміненої механічної системи варіатора (рис. 1, б).

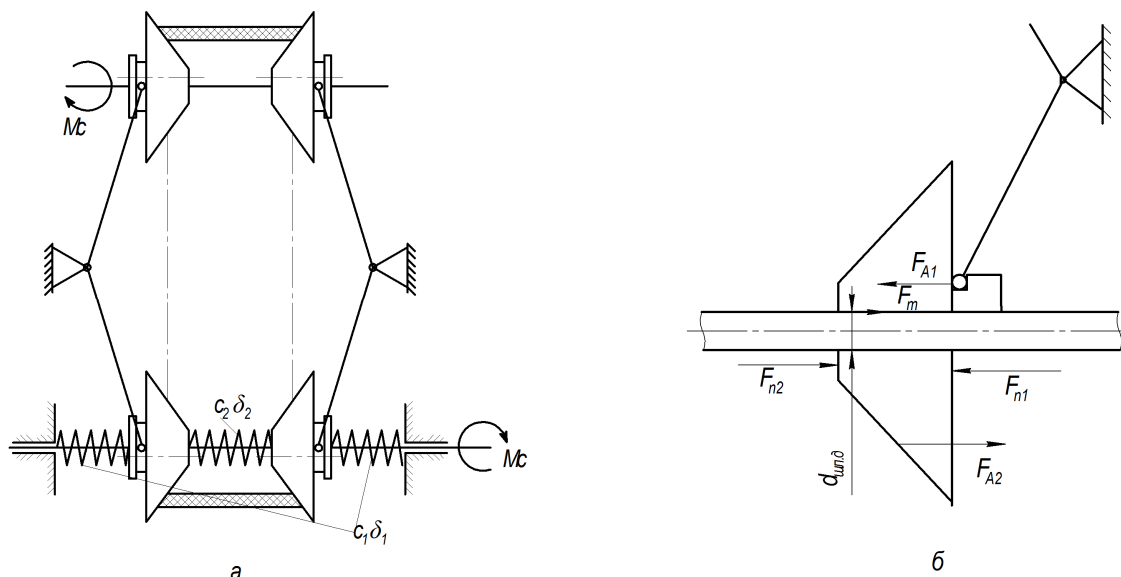


Рисунок 1. Схема клинопасового варіатора із двостороннім розміщенням пружин (а) і схема сил, що діють на ведений диск варіатора (б)

При передачі обертового моменту M_0 , що дорівнює моменту опору M_c , з боку паса на ведений шків діятиме деяке осьове зусилля F_{A2} , а з боку ведучого диску – сила F_{A1} , причому $F_{A1} - F_{A2} = f (F_t/2) (\beta_1 - \beta_2) \cos \varphi/2$ і $(F_{A1} > F_{A2})$, де F_t – колова сила, f – коефіцієнт тертя паса по диску; $\varphi/2$ – кут нахилу твірної диска, β_1 і β_2 – коефіцієнти зчеплення для ведучого і веденого

дисків. Ця різниця зусиль зрівноважується пружинами з відповідними жорсткостями c_1 і c_2 деформованими на величини δ_1 і δ_2 . Рівноважний стан також підтримується дією сили тертя спокою на бічних поверхнях шліцевого з'єднання диска з валом.

При збільшенні моменту опору M_c від значення M_0 до деякого значення M_1 , ведені диски почнуть зміщуватись, наближаючись один до одного, змінюючи діаметри розміщення клиновидного паса. Таким чином, така самоналагоджувальна конструкція забезпечуватиме автоматичну зміну частоти обертання веденого вала і відповідно передаточного відношення в залежності від прикладеного моменту опору.

Для оцінки зміни передаточного відношення самоналагоджувального варіатора розглянуто перехідний процес, що має місце при зміні моменту опору. При цьому отримуємо залежність осьового зміщення веденого диска

$$x=1/(c_1+c_2)[2f(M_1/D_2)(\beta_1-\beta_2)\cos\varphi/2-2f_{\text{шл}}(M_1/d_{\text{шл}})+c_1\delta_1-c_2\delta_2].$$

Отже, передаточне відношення варіатора зміниться від значення $u_0=D_{20}/D_{10}$ до деякого значення $u=[D_{20}+x\text{ctg}\varphi/2]/[D_{10}+x\text{ctg}\varphi/2]$, де D_{20} , D_{10} – відповідно середні діаметри розміщення паса на веденому і ведучому дисках про моменті $M_c=M_0$.

Таким чином, після проведення деяких перетворень, отримуємо $u=(B+M_1C)/(A-M_1C)$. У цій залежності величини:

$$A=D_{10}(c_1+c_2)-(c_1\delta_1-c_2\delta_2)\text{ctg}\varphi/2; \quad B=D_{20}(c_1+c_2)+(c_1\delta_1-c_2\delta_2)\text{ctg}\varphi/2; \\ C=((\beta_1-\beta_2)/D_2f\cos\varphi/2-2f_{\text{шл}}/d_{\text{шл}})\cos\varphi/2.$$

При цьому швидкість обертання веденого вала опишеться залежністю

$$\omega_2=\omega_1/u=\omega_1[(A-M_1C)/(B+M_1C)].$$

Вказана залежність представляє собою рівносторонню гіперболу з асимптотами $\omega_2=-\omega_1$ і $M_1=-B/C$.

Таким чином, проведені дослідження кінематичних особливостей самоналагоджувального варіатора підтверджують можливість його використання при регулюванні кінематичних параметрів машин із відповідними силовими чи іншими характеристиками.



УДК 621.358.42

Надія Хомик, доцент; Анатолій Довбуш

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56*

ОСОБЛИВОСТІ НАВАНТАЖЕНОСТІ ПРУТКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ

Nadiya Khomyk; Anatoly Dovbush

LOADING ROD TRANSPORTER

In the given work it is got to dependence for determination of descriptions of loading hauling element of conveyer small twig and dependence for determination of deformation and frequency of own vibrations of element of such conveyer taking into account own weight of small twig.

Пруткові транспортери поєднують функції передачі руху і транспортування коренеплодів, є однією з важливих складових частин коренезбиральних машин. Тяговим

елементом таких транспортерів може бути втулково-роликовий ланцюг або гумовий пас із прикріпленими прутками.

Полотно пруткових елеваторів коренезбиральних машин натягнуте між ведучими і веденими шківками або зірочками, має гнучкість на всій довжині у площині перпендикулярній до його поверхні. Для регулювання провисання і створення необхідного попереднього натягу, а також для компенсації витяжки використовують пристрої з натяжними і підтримуючими роликами.

У механізмах транспортерів коренезбиральних машин динамічні навантаження відіграють вирішальну роль. Пружні ланки конвеєрів - ланцюги, паси - деформуються під дією зовнішніх навантажень; робочі елементи конвеєра (маси) здійснюють основний рух і малі коливання, тобто переміщуються з різними миттєвими швидкостями, і кожна з мас у деякі моменти часу випереджає сусідню або відстає від неї. Відповідно до цього змінного руху, маси між собою періодично стискаються або розтягуються із збільшенням чи зменшенням сил відносно зусилля, що передається.

Частота коливального руху полотна пруткового транспортера, амплітуда і фаза коливань можуть значно відрізнятись залежно від жорсткості тягового елемента, його конструктивних особливостей, розподілу ваги, довжини, натягу, лінійної швидкості і нахилу транспортера, розмірів і форми траси та інших характеристик; а також, у разі наявності струшувачів, від їх розташування, розмірів і співвідношень струшуючих зірочок.

Змінна складова сил або моментів при пружних коливаннях може бути настільки великою, що сумарні миттєві значення їх можуть значно перевищити статичні та інерційні навантаження і призвести до перевантажень і руйнації окремих елементів конструкції. Збільшуючи натяг тягових елементів елеватора можна досягнути більш стійких коливань полотна і отримати місцеве прискорення, вертикальна складова якого майже на всій довжині транспортера буде більшою за складову прискорення вільного падіння, що створює умови для відриву транспортних частинок від елеватора на всій його площині. Однак, із збільшенням натягу різко зростає навантаження на привід елеватора і вали, а також зношування тягових елементів, особливо ланцюгових [1].

Для пруткового транспортера коренезбиральної машини, а саме для конструкції кріплення його елементів на основі гумового паса, динамічні навантаження описані через коефіцієнт динамічності [2].

Пружна система, у тому числі і пруткового транспортера, введена будь-яким способом із стану рівноваги, здійснює коливальний рух. Коливання відбуваються навколо положення пружної рівноваги, при якому у навантаженій системі мають місце статичні деформації і відповідні їм статичні напруження. При коливаннях окрім статичних деформацій виникають динамічні, які залежать від виду коливного руху і від величини розмаху тобто амплітуди коливань. У зв'язку з цим змінюються і напруження. Тому, досліджуючи коливну систему на міцність, необхідно визначати динамічні доданки до статичних деформацій і відповідні їм напруження.

Для тримкого елемента пруткового транспортера на основі прогумованого паса визначимо частоту власних коливань. Розглянемо таку пружну систему, представивши її як балку на двох шарнірних опорах, навантажену вантажем P , прикладеним на відстані a і від опори. Під дією вантажу балка прогнеться і її зігнута вісь займе положення кривої.

Кількість енергії, яку отримує система при виведенні її зі стану рівноваги дорівнює сумі кінетичної і потенціальної енергії вантажу і пружної системи. При вільних коливаннях ця величина постійна, тобто при коливаннях відбувається безперервний процес перетворення енергії із одного виду в інший, який не супроводжується будь-якими втратами енергії. Цей принцип, використовується лише для систем із однією ступінню вільності, так як закон збереження енергії не враховує обміну енергії, що відбувається у системах із кількома ступенями вільності [3]. Для розглядуваної системи кінетична енергія дорівнює сумі кінетичної енергії вантажу T_1 і кінетичної енергії балки T_2 і визначається за формулою

$$T = \frac{(z')^2}{2g} \cdot (P + \gamma Flk),$$

де $z' = dz/dt$, γ – питома вага матеріалу балки, F – площа поперечного перетину балки, l – довжина балки, k – коефіцієнт, що залежить від довжини балки і відстані від опор до перетину, у якому прикладено вантаж.

Повна потенціальна енергія розглядуваної системи

$$U = \frac{3EI}{2} \cdot \frac{a+b}{a^2b^2} \cdot z^2.$$

Вважаючи, що $U + T = const$, продиференціюємо за t і отримаємо диференціальне рівняння другого порядку

$$z'' + \frac{3EI(a+b)g}{a^2b^2(Q + k\gamma Fl)} \cdot z' = 0;$$

розв'язок якого має вигляд

$$z = C_1 \sin w_0 t + C_2 \cos w_0 t;$$

де C_1 і C_2 – постійні інтегрування;

w_0 – частота власних коливань розглядуваної пружної системи, яка дорівнює

$$w_0 = \sqrt{\frac{3E \cdot I(a+b)g}{a^2 \cdot b^2(P + k \cdot \gamma \cdot F \cdot l)}}.$$

Позначивши через δ_{PP} пружну деформацію

$$\delta_{PP} = \frac{a^2b^2(P + k\gamma Fl)}{3EI(a+b)};$$

отримаємо вираз для визначення частоти власних коливань пружної системи

$$w_0 = \sqrt{g/\delta_{PP}}.$$

Врахування власної ваги тримкого елемента конструкції сприяє зменшенню частоти власних коливань пружної системи і зменшенню динамічного коефіцієнта, що дає можливість змінити (зменшити) геометричні характеристики перетину тримкого елемента і як наслідок, приводить до зниження металоємності конструкції в цілому.

Література

1. Лурье А.Б. Статическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. - М.: Колос. 1981. - 231с.
2. Хомик Н.І., Довбуш А.Д. Модель оцінки нерівномірності розподіленого навантаження пруткових транспортерів //Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка Випуск 40. "Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні".- Харків, 2005 С.403-410
3. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. Наука, 1976, 608с.



Ігор Луців, професор; Роман Лещук, доцент; Валерій Буховець
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
46000, м. Тернопіль, вул. Руська, 56

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

Ihor Lutsiv; Roman Leshchuk; Valery Bukhovets

THE STRUCTURAL PARAMETERS OF WORKING HEAD OF SCREW CONVEYERS INVESTIGATION

The improved construction of working organ of flexible spiral conveyer and calculation of him is resulted structural parameters.

Одним з перспективних напрямків в галузі піднімально-транспортного робіт для переміщення сипких матеріалів по криволінійних магістралях в є застосування гнучких гвинтових конвеєрів (ГГК), робочі органи яких виконані на базі стрічкових спіралей шнеків.

Пошук оптимальної схеми гнучких гвинтових конвеєрів (ГГК) для транспортування сипких матеріалів по криволінійних магістралях призвів до створення цілої гама гвинтових робочих органів, котрі відрізняються як конструктивною різноманітністю, так і функціональним призначенням.

Однак існуючі конструкції робочих органів ГГК мають ряд недоліків, а саме: низька навантажувальна здатність і відповідно низька продуктивність, незначне маневрування, пов'язане з великим мінімальним радіусом кривини магістралі транспортування і великими енергозатратами, низька роботоздатність внаслідок великих площ тертя, що виникають між робочим органом та поверхнею кожуха, в якому працює конвеєр.

Підвищення ефективності транспортування сипких вантажів досягається завдяки активному застосуванню гнучких гвинтових конвеєрів основним компонентом яких є гвинтові секції. Ланцюг послідовно з'єднаних шарнірно секцій формує профіль гвинтового конвеєра, який визначається просторовими умовами транспортування вантажу. Тому виникає необхідність в проектуванні і дослідженні секцій гвинтового конвеєра в залежності від заданих умов експлуатації: продуктивності, просторових параметрів (довжина, висота підйому, мінімальний радіус кривизни), навантаженості, надійності тощо. При цьому особливої уваги заслуговує дослідження умов транспортування на криволінійних ділянках.

Транспортна система на криволінійних трасах характеризується радіусом кривизни R_k , діаметром гнучкого кожуха d_k , геометричними параметрами гвинтової секції (довжиною L , радіусом бочки R_b , максимальним радіусом в медіальному перерізі секції R_l , радіусом перерізу в торцевій частині секції R_t , відстанню. від центра вісі з'єднувального шарніра до торця секції a).

Основним геометричним конструктивним розрахунком гвинтового конвеєра на криволінійній ділянці є визначення величини мінімального зазору Δ між торцями шарнірно з'єднаних секцій з умови уникнення заклинювання секцій між собою в процесі переміщення вантажу по криволінійних трасах. Тобто потрібно встановити функціональну залежність від вказаних геометричних параметрів, а саме: $\Delta = \Delta (R_k, d_k, l, R_l, R_t, a)$. Тут вхідні дані для розрахунку ГГК умовно поділяються на дві групи: одні формуються при проектуванні конвеєра для конкретних умов експлуатації (R_k, d_k); інші – отримуються в результаті попередніх розрахунків конструктивних елементів секцій та прийнятих конструктивних рішень (L, R_l, R_t).

Аналіз отриманої аналітичної залежності визначення мінімального зазору між торцями секцій показує, що на величину Δ суттєвого впливають довжина секції, бочкоподібність гвинтової стрічки, яка характеризується радіусом R_b або різницею діаметрів

в центральній і торцевій частинах гвинтової секції (параметр z) при заданому мінімальному радіусі кривизни конвеєра. Так при зміні довжини секції в межах 100...180мм величина Δ становить 5.07...8.2мм. Встановлено раціональні конструктивні параметри гвинтової секції при мінімальному радіусі кривизни траси 1000мм: $l=120$ мм; $R_l=48$ мм; $z=7,2$ мм. Як показує аналіз величина a розташування вісі шарніра відносно торця секції має незначний вплив на зміну зазору між торцями секцій; величина Δ коливається в межах 1,8...4% при зміні $a=10...18$ мм. Навіть при варіюванні інших параметрів L , R_l , z в раціональних межах a суттєво не впливає на зміну Δ .

Отримана функціональна залежність визначення зазору між торцями секцій робочих органів ГГК на криволінійних ділянках реалізується в автоматизованому режимі і входить в загальну систему проектування і конструювання гнучких гвинтових конвеєрів.



КОРОТКІ ВІДОМОСТІ ПРО УЧАСНИКІВ

Міжнародної науково-технічної конференції «Проблеми сучасних технологій виготовлення та надійності передач з гнучким зв'язком», присвяченої пам'яті та 70-й річниці з дня народження професора Дубиняка Степана Андрійовича



Бондаренко Олександр Леонідович

Фінансовий директор НВП «Промтехконструкція»

Народився 4 квітня 1965 року в м. Краматорську. В 1989 р. закінчив Краматорський індустріальний інститут. Науковий співробітник (1989-1991) Краматорського інструментального інституту, директор науково-виробничого підприємства «Технол» (1991-1995). Засновник і керівник НВП «Промтехконструкція».

Область наукових і виробничих інтересів: експериментальна і дослідницька робота з удосконалення конструкцій приводних роликів і втулкових ланцюгів. Автор ряду патентів на винаходи.



Бондарєв Сергій Валентинович

канд. техн. наук, доцент

Доцент кафедри прикладної механіки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут».

Академік підйомно-транспортної академії України, автор підручника з грифом МОН України, 32 наукових праць, в т.ч. 3 авторських свідоцтв на винаходи, 10 патентів України, 1 патенту РФ



Броцак Іван Іванович

кандидат технічних наук, доцент кафедри менеджменту у виробничій сфері.

У 1998 закінчив Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя за спеціальністю «Металорізальні верстати та інструменти», а у 2000 р. за спеціальністю «Менеджмент організацій».

У 2001 році захистив кандидатську дисертацію.

Працює на кафедрі з 2002 року: у 2002 році на посаді старшого викладача, з 2005 р. по теперішній час на посаді доцента кафедри «Менеджменту у виробничій сфері».

Наукові інтереси: Обмежуючі механізми машин.



Буховець Валерій Миколайович

Провідний інженер кафедри ВІ ТНТУ ім. І. Пулюя

Народився 17 червня 1975 року в с. Великий Ходачків Козівського району Тернопільської області у сім'ї службовців. Українець. У 1992 році закінчив ЗОШ с. В. Ходачків, а в 1997 – Тернопільський державний технічний інститут імені Івана Пулюя. Інженер-механік. На кафедрі працює з 1999 року на посаді майстер виробничого навчання. З 2008 року провідний інженер кафедри.



Віцок Юлія Юрїївна

кандидат технічних наук

Асистент кафедри репрографії НТУУ „КПІ”.

Закінчила у 2007 році НТУУ «КПІ» за спеціальністю «Фізичне матеріалознавство».

2007-2010 р. – навчання в аспірантурі, кандидатська дисертація на тему: «Забезпечення довговічності підшипників ковзання на основі міді та нікелю для удосконалення поліграфічних машин».

Тематика досліджень: підвищення працездатності та довговічності високошвидкісних вузлів тертя друкарських машин шляхом застосування нових технологій виготовлення підшипників на основі нікелю та міді, що базується на одержанні цілеспрямованих технологічних заходів, які забезпечують керованість експлуатаційними властивостями високооберткових вузлів тертя.

Наукові інтереси - встановлення оптимальних технологічних режимів виготовлення та їх вплив на функціональні властивості підшипників ковзання, що призначені для екстремальних умов роботи у вузлах тертя поліграфічних машин; дослідження механізму формування антифрикційних плівок при високошвидкісному терті нових підшипників та його вплив на працездатність вузла тертя.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Дослідження проводились у НТУУ «КПІ» в рамках держбюджетних тем: № 2140–п (№ державної реєстрації 0108U001474) «Розробка технології отримання і обробки композиційних підшипникових матеріалів для важких умов експлуатації» і № 2341 (№ державної реєстрації 0110U002325), та спільного Українсько–польського проекту науково-технічного співробітництва згідно з Договором № М/215–2009 (№ державної реєстрації 0109U004529) «Вплив технології синтезу та фінішної обробки на оптимізацію властивостей композиційних антифрикційних матеріалів на основі нікелю та міді».

Досягнення: за результатами досліджень близько 39 публікацій, з них 15 статей, опублікованих у фахових виданнях, 24 доповіді на конференціях різного рівня. Отримано 13 патентів України на корисну модель.



Гавриш Анатолій Павлович

професор, доктор технічних наук

Професор кафедри технології машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут».

Заслужений діяч науки і техніки України, лауреат Державної премії України, відомий в Україні та за її межами вчений у галузі технології машинобудування, людина яскрава і талановита – 23 квітня святкує свій ювілей.

Народився А. П. Гавриш в Одесі. У 1936 році разом з батьками переїхав до Києва, де у 1950 році із золотою медаллю закінчив школу і вступив на механічний факультет Київського політехнічного інституту.

Багатий і плідний його трудовий шлях. Після закінчення у 1955 році КПІ і отримання диплому інженера-механіка А.П.Гавриш працював у Свердловську технологом на «Уралмашзаводі». З 1957 по 1959 рр. працював у Києві на заводі «Арсенал» на посадах конструктора, заступника головного конструктора систем оборонного призначення.

У 1959-1961 рр. він навчався в аспірантурі КПІ. З 1961 по 1979 рік працював у НВО «Маяк» на посадах начальника лабораторії, начальника сектора, відділу, головного технолога, начальника технологічного відділення. З 1974 року за сумісництвом очолював базовий технологічний відділ 8-го Головного управління Міністерства промисловості і транспорту, зв'язку СРСР. Протягом цих років А.П. Гавриш сформувався як кваліфікований спеціаліст-науковець оборонної промисловості, в 1967 році захистив кандидатську, а в 1974 р. – докторську дисертації. Як досвідчений технолог-практик і керівник технологічних служб

великих підприємств машинобудівної галузі плідно працював над створенням нової техніки (у тому числі й військової) та організацією її серійного виробництва.

У період 1975-1979 рр. за сумісництвом працював на посаді штатного професора Київського політехнічного інституту, з січня 1979 р. до травня 1999 р. очолював кафедру технології машинобудування, де й нині обіймає посаду професора.

Анатолій Павлович Гавриш – винахідник, життєлюб і романтик. При розв'язанні складних життєвих і творчих завдань віддає перевагу оригінальним методам і підходам, що найчастіше викликають до життя нові ідеї, прогнози та переконання. Через деякі суб'єктивні чинники та об'єктивні фактори це не завжди вдавалось реалізувати, але найбільш вагомим з них впроваджені у реальне виробництво. Відомою є наукова школа з прецизійних методів оброблення високолегованих матеріалів для аерокосмічних систем та автоматизації виробничих процесів із застосування гнучких виробничих систем на базі верстатів з числовим програмним керуванням і промислових роботів. Багатогранність таланту А.П.Гавриша проявилась у широкому спектрі наукових досліджень за різними напрямками науки і техніки, що знайшло своє відображення у 24 наукових монографіях, 4 підручниках і 2 навчальних посібниках, понад 350 статтях та 250 авторських свідоцтвах і патентах на винаходи. Творче натхнення, впевненість у досягненні мети і позитивних результатів у житті, виробничій, науковій та педагогічній сферах є основними рисами А.П.Гавриша. Своїм життєвим прикладом, багатим досвідом та інтуїтивним передбаченням він надихає своїх вихованців, учнів та колег на вирішення складних наукових й інженерних задач. А.П.Гавриш підготував 24 доктори та 54 кандидати технічних наук, у тому числі 5 для зарубіжних країн.

Як викладач і вчитель А.П.Гавриш користується повагою і заслуженим авторитетом серед друзів і колег. Протягом десятків років він підтримує дружні відносини зі своїми друзями по навчанню в інституті, по роботі в промисловості, колегами з інших університетів України, країн близького та дальнього зарубіжжя, зі своїми численними учнями, співпрацює з ними для вирішення складних технічних проблем і виховання нової технічної та наукової еліти України.

Діяльність А.П.Гавриша має широке суспільне визнання. Він заслужений професор НТУУ «КПІ» (1998 р), почесний професор НТУ «Харківський політехнічний інститут», заслужений професор Донбаської державної машинобудівної академії тощо. У 1989 році професору Анатолію Павловичу Гавришу присвоєно почесне звання «Заслужений діяч науки і техніки України». У 1996 році йому була присуджена Державна премія України в галузі науки і техніки. Професор А.П.Гавриш нагороджений трьома медалями та довічною Державною стипендією Президента України.



Горбатенко Юрій Павлович

Старший викладач кафедри прикладної механіки Національного університету України «Київський політехнічний інститут».

Академік підйомно-транспортної академії наук України, автор 95 наукових та науково-методичних праць, в т.ч. підручник з грифом МОН України, 6 авторських свідоцтв на винаходи, 17 патентів України, 11 навчально-методичних посібників, 3 нормативно-методичних документи, заступник завідувача кафедри з наукової роботи.

Гриценко Дмитро Сергійович

Асистент кафедри машин і агрегатів поліграфічного виробництва Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»



Гурей Володимир Ігорович

Народився 21 липня 1987 року у місті Львові. В 2007 р. закінчив Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя і отримав базову вищу освіту за напрямом підготовки «Інженерна механіка» та здобув кваліфікацію бакалавра інженерної механіки. В цьому ж році закінчив Київський університет туризму, економіки і права і отримав базову вищу освіту за напрямом підготовки «Право» та здобув кваліфікацію бакалавра права.

З 2007-2008 навчався в магістратурі на кафедрі «Технологія машинобудування» національного університету «Львівська політехніка», який закінчив з відзнакою й отримав повну вищу освіту за спеціальністю «Технологія машинобудування» та здобув кваліфікацію магістра з інженерної механіки.

2008 році був стипендіатом в конкурсному доборі Стипендіальної програми Фонду Віктора Пінчука «Завтра.UA». В 2008 році - конкурсант міжнародного студентського конкурсу «Будущие АСы КОМП'ютерного 3-D моделювання 2008» (Санкт-Петербург). Після закінчення магістратури працював технологом інструментального виробництва на Львівському заводі «Електропобутприлад», концерн «Електрон». В 2009 році по даний час навчаюся в аспірантурі, науковий керівник д.т.н, проф. Луців Ігор Володимирович.

Має 5 наукових публікацій.



Гурей Ігор Володимирович,

доктор технічних наук, професор

Народився 27 квітня 1957 року у м. Львові. У 1979 році закінчив з відзнакою механіко-технологічний факультет Львівського політехнічного інституту, спеціальність "Технологія машинобудування, металорізальні верстати та інструменти". Після закінчення інституту був направлений на роботу у Фізико-механічний інститут ім. І.В. Карпенка НАН України. У складі авторського колективу за роботу «Розробка методів, створення і впровадження технологічних процесів підвищення надійності і довговічності машинобудівного і сільськогосподарського обладнання» удостоєний звання лауреата Республіканської премії ім. М.Островського в галузі науки, техніки і виробництва за 1986 рік. У 1989 р. на спеціалізованій раді при Фізико-механічному інституті ім. І.В. Карпенка НАН України успішно захистив кандидатську дисертацію. У 1991 році перейшов на роботу у Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. У 2002 році на спеціалізованій раді при Одеському національному політехнічному університеті захистив докторську дисертацію. З 2003 по 2007 рр. працював завідувачем кафедри "Верстатно-інструментальні системи автоматизованого виробництва". У 2005 р. отримав атестат професора по кафедрі «Верстатно-інструментальні системи автоматизованого виробництва». У 2007 році перейшов на роботу у Національний університет «Львівська політехніка» на кафедру «Технологія машинобудування».

Має опубліковано більше 160 наукових і навчально-методичних праць.



Гурей Тетяна Андріївна

Народилася 28 лютого 1963 року у с. Золота Слобода Козівського району Тернопільської обл. У 1985 р. закінчила фізичний факультет Львівського державного університету імені Івана Франка. Після закінчення університету працювала вчителем фізики у Львівській середній школі № 53. З 1992 р. До 2006 р. працювала викладачем фізики у Технічному ліцеї (м. Тернопіль), Галицькому коледжі та Галицькому інституті імені В'ячеслава Чорновола. У 2006 р. перейшла на роботу до Національного університету «Львівська політехніка». У 2010 р. на спеціалізованій раді при Національному університеті «Львівська політехніка» успішно

захистила дисертацію на здобуття вченого ступеня кандидат технічних наук. У даний час працює на кафедрі «Транспортні технології» Інституту інженерної механіки та транспорту Національного університету «Львівська політехніка».

Має опубліковано 26 наукових праць.

Є автором 4-х поетичних збірок («Не розірви струну», 2002 р.; «На вістрі серця», 2005 р.; «Вітражі любові», 2007 р.; «У світлі неба», 2008 р.).

Гуржій Андрій Андрійович

Аспірант кафедри конструювання верстатів та машин Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»



Данило Ярослав Ярославович

старший викладач кафедри деталей машин НУ «ЛП».

Народився в 1959 р. Закінчив Львівський політехнічний інститут за спеціальністю „Автомобілі і трактори”. Працював інженером, молодшим науковим співробітником НДЛ-38 при кафедрі деталей машин. З 1993 р. працює на викладацьких посадах кафедри.

Напрямок наукових досліджень – динамічні процеси в механізмах підйомально-транспортних машин. Автор понад 20 наукових та навчально-методичних публікацій, серед яких 1 технічний довідник (опублікований у співавторстві).

Довбуш Анатолій Дмитрович

Старший викладач, заступник завідувача кафедри технічної механіки та сільськогосподарського машинобудування ТНТУ ім. І. Пулюя

Дрозденко Валентин Михайлович

Президент ПАТ «Веркон» (кол. Київський завод верстатів-автоматів ім. Горького)



Дубецький Іван Дмитрович

ст.викл., заступник зав. кафедри ВІ ТНТУ ім. І. Пулюя

Народився 20 січня 1945 р. в с. Зелений гай Заліщицького р-ну Тернопільської області. У 1963 році закінчив Заліщицьку школу, в 1968 р. - Львівський політехнічний інститут, інженер-механік. В період з 1968 по 1970 р. - працював інженером-конструктором на Тернопільському комбайновому заводі; з 1970 р. - на викладацькій роботі в Тернопільському державному технічному університеті: асистент, старший викладач, заступник завідувача кафедри верстатно-інструментальних систем автоматизованого виробництва. Учень професора С.А. Дубиняка, як спеціаліст сформований на традиціях Московської Бауманської інженерної школи.

Автор 24 наукових та науково-методичних праць, опублікованих у провідних журналах СРСР “Известия вузов СССР”, “Машиностроитель”, “Металлорежущие станки” та ін., 3 авторських свідоцтва на винаходи, учасник 17 міжнародних, всесоюзних, республіканських науково-технічних конференцій, співавтор двох навчальних посібників. З грифом Міністерства освіти України “Фізичні основи і оптимізація системи різання” 2000р.; «Расчет деталей и узлов металлорежущих станков с использованием ЕВМ», УМК ВО, Киев, 1989г. Автор та співавтор більше 40 методичних вказівок та рекомендацій з предметів кафедри, розробник навчальних планів з підготовки фахівців рівня «бакалавр», «спеціаліст», «магістр» напрямку 8.090203 «Металорізальні верстати та системи».

Читає курси: “Обладнання автоматизованого виробництва”, “Металообробне обладнання”, “Обладнання та транспортні засоби машинобудівних цехів”, “Проектування

верстатів та верстатних комплексів”, “Промислові роботи та робототехнологічні комплекси”, керує дипломним проектуванням, організатор виробничих практик студентів на провідних верстатобудівних заводах України (м. Одеса, Київ, Запоріжжя, Харків, Львів), Російської Федерації (м. Москва, Санкт-Петербург, Саратов) та інші.



Задорожня Інна Миколаївна

1982 р. н. У 2004 році закінчила Донбаську державну машинобудівну академію, отримавши кваліфікацію магістра з інформаційних технологій проектування.

Того ж року була прийнята на посаду асистента кафедри «Електромеханічні системи автоматизації» Донбаської державної машинобудівної академії (ДДМА). З 2004 року по 2007 рік навчалася в аспірантурі (ДДМА).

В 2010 році захистила кандидатську дисертацію зі спеціальності 05.09.03 – Електротехнічні комплекси та системи.

З грудня 2010 року працює на посаді старшого викладача кафедри «Електромеханічні системи автоматизації» ДДМА.

Має понад 20 праць наукового та методичного характеру.

Науковий напрямок – дослідження електромеханічних систем з гнучкими зв'язками в машинобудуванні та металургії.

Замулко Сергій Олександрович

кандидат технічних наук

Асистент кафедри фізики металів Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут».

Зубченко Іван Іванович

професор, кандидат технічних наук



Один із основоположників наукової школи з тематики «Підвищення якості приводних роликів і втулкових ланцюгів» у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя. Народився 10 березня 1936 року в м. Миронівка Київської області. В 1953 р. закінчив Богуславську середню школу, в 1959 р. – Львівський політехнічний інститут. Після закінчення інституту працював механіком, зав. ремонтною майстернею, головним інженером одного із автотранспортних підприємств м. Тернополя. Аспірант кафедри «Деталі машин» Львівського політехнічного інституту (1962-1965). Одночасно працював за сумісництвом в науково-дослідній лабораторії «Передачі гнучкою ланкою» цього ж інституту. Соратник професора С.А. Дубиняка. З 1965р. в Тернопільському філіалі ЛПІ. Асистент, ст. викладач, професор кафедри «Технічна механіка». Декан механіко-технологічного факультету (1969-1974рр), зав. Каф. «Технічна механіка» (1974-1985рр.), одночасно заст. Директора Тернопільського філіалу ЛПІ з наукової роботи. Автор більше 100 наукових та науково-методичних робіт, в т. ч. однієї монографії і 7 авторських свідоцтв на винаходи. З 1997 р по теперішній час – професор кафедри «Технічної механіки та сільськогосподарського машинобудування» ТНТУ



Кашуба Назар Петрович

Аспірант ТНТУ ім. І. Пулюя.

Народився 28 вересня 1987 р. в м. Тернопіль. Навчався в СЗШ І-ІІІ ступенів №12 м. Тернопіль.

З 2002 р. по 2006 р. навчався в Технічному коледжі ТДТУ ім. І. Пулюя за спеціальністю “Обробка матеріалів на верстатах і автоматичних лініях”. З 2006 р. по 2009 р. – ТДТУ ім. І. Пулюя.

В 2009 р. закінчив ТДТУ ім. І. Пулюя та здобув кваліфікацію магістра за спеціальністю “Металорізальні верстати та системи”. І в цьому

ж році поступив в аспірантуру за спеціальністю 05.03.01. «Процеси механічної обробки, верстати та інструменти».

Учасник II етапу X Всеукраїнської студентської олімпіади зі спеціальності «Металорізальні верстати та системи» м. Маріуполь (2009 р.).

Співавтор 6 публікацій



Кичма Андрій Олексійович

кандидат технічних наук, доцент кафедри деталей машин
Національного університету „Львівська політехніка”.

Народився в 1949 р. Закінчив механіко-машинобудівний факультет Львівського політехнічного інституту в 1971 році. Працював інженером конструктором в Науково-дослідному радіотехнічному інституті. З 1974 року працював на посаді старшого інженера кафедри деталей машин, а з 1979 р. перейшов на викладацьку роботу. В 1987 р. захистив кандидатську дисертацію. Має вчене звання доцента кафедри деталей машин з 1993 р. Область наукових інтересів – розрахунки на міцність та визначення залишкового ресурсу просторових металевих конструкцій. Автор 70 наукових праць і 33 авторських свідоцтв і патентів на винаходи.



Кобельник Володимир Романович

Асистент кафедри ВІ ТНТУ ім. І. Пулюя.

Народився 14 лютого 1980 р. в с. Дубівка Горностайвського району Херсонської області, українець. В 1999 р. закінчив (з відзнакою) Технічний коледж Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя, технік-технолог. 1999 – 2003 р.р. - студент Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя, 2002 – інженер-механік, 2003 – закінчив магістратуру (з відзнакою), магістр металорізальних верстатів та систем. Переможець і призер всеукраїнських студентських олімпіад.

У 2006 р. закінчив аспірантуру Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя за спеціальністю 05.03.01 «Процеси механічної обробки, верстати та інструменти». Тема дисертаційної роботи: «Силові характеристики та якісні показники процесу різання при свердлінні». Науковий керівник: проф. Кривий П.Д.

З 2006 р. - асистент кафедри.

Наукові інтереси: Процеси різання при свердлінні. Учень професора Кривого П.Д.

Співавтор 32 наукових та науково-методичних праць, в т.ч: 7 статей, 8 методичних, 2 винаходів, захищених деклараційним патентами на корисну модель. Учасник 15 науково-технічних міжнародних та всеукраїнських конференцій, симпозіумів.

Коломієць Віктор Олександрович

кандидат фізико-математичних наук, доцент кафедри вищої математики Національного університету «Львівська Політехніка»

Кривий Петро Дмитрович

кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри ВІ
ТНТУ ім. І. Пулюя



Народився 8 липня 1943 року в селі Іванківці Зборівського району Тернопільської області в селянській сім'ї, українець. В 1959 році закінчив Кобзарівську (Обаринецьку) середню школу Зборівського (Велико-Глибочецького) району Тернопільської області. Після закінчення школи і до вступу у 1962 році в інститут працював різноробочим пересувної механізованої колони Велико-Глибочецького міжколгоспбуду, завідувачем сільського клубу с.Іванківці Зборівського району, механізатором комгоспу «17 вересня» Зборівського району. В період з 1962 по 1967 роки навчався на електромеханічному

факультеті Львівського політехнічного інституту (Тернопільський філіал) за спеціальністю «Технологія машинобудування, металорізальні верстати та інструменти». Під час десятимісячної практики та після закінчення вузу (1966 – 1968 р. р.) працював на Кам'янець-Подільському приладобудівному заводі на посадах: слюсар-інструментальник, технік-технолог, інженер-технолог відділу головного технолога, старший інженер-технолог технологічного бюро механічного цеху, а також директором Чортківського заводу чавунно-господарського литва (1968-1970 рр.). У травні 1970 року як обраний за конкурсом почав працювати в Тернопільському філіалі Львівського політехнічного інституту на кафедрі «Технологія машинобудування та матеріалознавство» на посаді асистента. В 1990 році у Львівському політехнічному інституті під керівництвом професора Дубиняка Степана Андрійовича захистив кандидатську дисертацію на тему «Роботоздатність приводних роликів і втулкових ланцюгів з орієнтованими згортними втулками». З 1970 року по теперішній час займав викладацькі посади: асистента (1970-1976 рр.), старшого викладача (1976-1991 рр.), доцента (1991-1997 рр.), професора кафедри «Конструювання верстатів, інструментів та машин» (1997 р. по теперішній час), а також адміністративні посади: секретаря кафедри (1972-1973 рр.), заступника завідувача кафедри (1973-1975 рр.), заступника декана (1984-1988 рр.), декана приладобудівного факультету (червень-грудень 1991 р.), проректора з питань зовнішньої інститутської діяльності та виховної роботи (1992-1995 рр.), помічника ректора (2000 р. по теперішній час). Нагороджений медаллю «За доблесну працю» (1970 р.), Почесною грамотою Міністерства освіти і науки України, присуджено звання «Винахідник СРСР» (1978 р.). За організацію і проведення VI Всесоюзної школи «Розрахунок і керування надійністю великих механічних систем» (Тернопіль, 1986 р.) як член Оргкомітету нагороджений Почесною грамотою Президії Центрального правління науково-технічного товариства машинобудівної промисловості СРСР (1986 р.). Як керівник студентських науково-дослідних робіт, що зайняли призові місця на Всесоюзних і Республіканських конкурсах, неодноразово нагороджувався грамотами та дипломами Мінвузу СРСР (1984 і 1986 рр.) та Міносвіти України (1979, 1984, 1986, 1991 рр.). Науково-дослідна робота ведеться в галузі науки «Машинознавство» в розділі науки «Технологія машинобудування». Найсуттєвіші наукові досягнення. Вперше теоретично встановлено, експериментально підтверджено і практично реалізовано вплив орієнтації згортних втулок стиковим швом всередину внутрішньої ланки приводного роликівого і втулкового ланцюга на його розмірні параметри та зносостійкість шарнірів. Розроблені і захищені авторськими свідоцтвами на винаходи нові технології виготовлення згортних втулок підвищеної точності і зносостійкості. Розроблені й реалізовані методи та засоби контролю розмірних і експлуатаційних параметрів приводних втулково-роликівого ланцюгів з використанням теорії ймовірності та математичної статистики.

Загальне число публікацій – 191, з них: 52 – винаходи, 71 – наукових статей, 68 – матеріали і тези доповідей на науково-практичних міжнародних, республіканських і регіональних симпозиумах та конференціях, 3 – навчальних посібника.

Результати наукових досліджень впроваджені на підприємствах міст: Тернопіль (Україна); Москва, Новосибірськ, Нижній Новгород, Оренбург (Росія); Бішкек (Киргизія); Даугавпілс (Латвія).

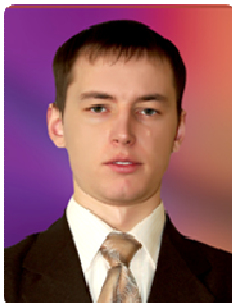


Кривінський Петро Петрович

аспірант кафедри ВІ ТНТУ ім. І. Пулюя

Народився 26 червня 1968 р. в с. Іванківці Зборівського району Тернопільської області в сім'ї службовців. В 1985 року закінчив середню загальноосвітню школу № 17 м. Тернополя. В 1996 році закінчив Тернопільський приладобудівний інститут імені Івана Пулюя, і здобув кваліфікацію інженера-механіка за спеціальністю металорізальні верстати та системи. В 2007 році закінчив магістратуру Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя і здобув

кваліфікацію магістра технології машинобудування. З 2008 р. по 2011 р. навчався і успішно закінчив аспірантуру Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. Працював слюсарем-інструментальником на ВО «Ватра» (1985-1986 рр.), служба в Армії (1987-1989рр.), молодший сержант в системі МНС – водій пожежного автомобіля (1990-1992 рр.). в період з 1992 по 2007 рр. директор малого приватного підприємства АНТ. Співатор 7 наукових статей, 9 – тез доповідей на науково-технічних конференціях та 4-х деклараційних патентів на винаходи.



Крупа Володимир Васильович

асистент кафедри ВІ ТНТУ ім. І. Пулюя

Народився 4 вересня 1986 року в с. Млинівці Зборівського району Тернопільської області. В 2003 закінчив Млиновецьку ЗОШ I-III ступенів з золотою медаллю.

2003 – 2008 р. р. - студент Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. В 2008 – закінчив магістратуру (з відзнакою), магістр металорізальних верстатів та систем. Тема магістерської роботи: «Дослідження інструментальних патронів цангового типу для оснащення вертикально-ферзерного верстата». Учасник II етапу Всеукраїнських студентських олімпіад з «Опору матеріалів» м. Одеса (2006), Деталі машин та основи конструювання м Харків (2006) та «Металорізальні верстати та системи» м. Маріуполь (2008). Нагороджений дипломом II ступеня, як переможець Всеукраїнської студентської олімпіади з спеціальності «Металорізальні верстати та системи».

2008-2011 р.р аспірант Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за спеціальністю 05.03.01 «Процеси механічної обробки, верстати та інструменти». Тема дисертаційної роботи: «Підвищення ефективності розточування глибоких отворів тонкостінних циліндрів багатолезовими різальними інструментами».

Наукові інтереси – процеси різання при точінні та розточуванні. Учень професора Кривого П.Д. Співатор 12 наукових праць, з яких 4 статті та 8 тез і матеріалів конференцій.



Кузнєцов Юрій Миколайович

професор, доктор технічних наук

1957 р. після закінчення зі срібною медаллю Київської середньої залізничної школи вступив на механіко-технологічний факультет Одеського політехнічного інституту. У 1959 р. перевівся до Київського політехнічного інституту (КПІ), механіко-машинобудівний факультет якого закінчив 1962 за спеціальністю «Технологія машинобудування, металорізальні верстати та інструменти». Усі подальші роки його трудової діяльності пов'язані із КПІ: асистент, аспірант, старший викладач, доцент, професор кафедри металорізальних верстатів (сьогодні — конструювання верстатів і машин). 1969 року захистив кандидатську дисертацію на тему «Дослідження і розробка цангових затискних і подавальних патронів токарних автоматів». 1984 у МДТУ ім. Баумана (Москва) захистив докторську дисертацію на тему «Синтез затискних механізмів пруткових автоматів» (офіційні опоненти професори, доктори технічних наук А. М. Дальський, Е. В. Пуш, А. І. Федотов).

З 1962 р. розробив навчальні програми та підготував нові навчальні курси з металорізальних верстатів, зокрема курси «Експлуатація верстатів», «Ергономіка та основи художнього конструювання верстатів», «Верстати-автомати й автоматичні лінії», «Верстати з ЧПУ та верстатні комплекси», «Цільові механізми верстатів-автоматів та верстатів з ЧПУ», «Конструювання верстатів і машин». Наприкінці 70-х рр. поставив і тривалий час викладав нові дисципліни «Основи наукових досліджень» та «Основи технічної творчості» з лабораторно-практичними заняттями до них і курсовою роботою, які його учні викладають досі.

Наприкінці 90-х – на початку 2000-х рр. підготував навчальні програми, читав лекції для бакалаврів, спеціалістів та магістрів різних спеціальностей не лише в НТУУ «КПІ», а також на запрошення інших ВНЗ України (Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя, Херсонський національний технічний університет (ХНТУ), Волинський інститут економіки та менеджменту, Черкаський національний університет ім. Б. Хмельницького, Житомирський національний технічний університет).

Запровадив нові дисципліни, зокрема такі: «Основи патентознавства й авторського права» (пізніше «Патентознавство й авторське право»), «Теорія і практика технічної творчості» (пізніше «Теорія розв'язання творчих завдань»), «Інтелектуальна власність», «Робототехнічні системи і комплекси фармацевтичних та мікробіологічних виробництв», «Технологічне обладнання з паралельною кінематикою», «Стандартизація і сертифікація фармацевтичних і мікробіологічних виробництв».

Написав більше 30 підручників і навчальних посібників з різних дисциплін.

1977 р. у межах довготермінового міжнародного договору про співробітництво між КПІ та ВМЕІ — Габрово (Болгарія) Кузнєцов читав лекції з курсів «Верстати-автомати», «Технологія обробки деталей на верстатах з ЧПУ» у Габровському вищому машинно-електро-технічному інституті (сьогодні ТУ-Габрово) і більше 30 років є відповідальним виконавцем від Української сторони. Як спеціаліст, викладач і науковець надає науково-методичну допомогу спорідненим кафедрам технічних університетів міст Луцька, Кіровограда, Тернополя, Херсона, Черкас, Чернігова. З 2002 р. протягом 6 років був головою Державної екзаменаційної комісії з технології машинобудування у ХНТУ (Херсон).

З 1971 по 1976 р. був науковим керівником студентського конструкторського бюро механіко-машинобудівного факультету КПІ, у якому виконувались госпдоговірні роботи зі створення, модернізації та дослідження механізмів і вузлів верстатів для різноманітних підприємств СРСР.

Сьогодні Кузнєцов Ю. М. продовжує трудову і науково-педагогічну діяльність і присвячує їй розвитку верстатобудування і вищої освіти, а також своїй родині.

Заснував три наукові школи:

1) з синтезу й аналізу затискних механізмів, обладнання автоматичного маніпулювання різними об'єктами та технологічного оснащення для металорізальних верстатів і гнучких виробничих систем;

2) зі створення верстатів-автоматів, верстатів з ЧПУ, верстатних комплексів нового покоління на модульному принципі, у тому числі з механізмами паралельної структури для високошвидкісної та прецизійної обробки;

3) з проблем науково-технічної творчості (креатології) та інтелектуальної власності.

Кузнєцов Ю. М. розробив спеціалізований диференційно-морфологічний метод пошуку нових технічних рішень у галузі затискних механізмів на рівні винаходів.

Підготував 6 докторів та 33 кандидатів технічних наук для України, Росії, Узбекистану, Болгарії, В'єтнаму, Йорданії і Лівану.

Відзнаки і нагороди:

1991 р. — «Заслужений винахідник УРСР».

1995 р. обраний Академіком АН вищої школи України.

1998 р. — «Заслужений працівник народної освіти України» та «Заслужений викладач КПІ».

2002–2007 — віце-президент АН вищої школи України.

2003 — «Doctor Honoris Causa ТУ — Габрово».

2004 — лауреат академічної нагороди Ярослава Мудрого.

2005 — лауреат академічної нагороди Святого Володимира, кавалер Ордена Святого Рівноапостольного князя Володимира Великого III ступеня, переможець конкурсу «Винахідник-2004».

Має урядові нагороди: медалі «1500-річчя Києва», «Ветеран праці», золоту та срібну медалі ВДНГ СРСР, дипломи ВДНГ УРСР, почесні грамоти Міністерства освіти і науки

України, адміністрації м. Києва, нагрудні знаки «Винахідник СРСР», «Творець» та ін. За конкурси на найкращі навчальні посібники, дипломні проекти нагороджений дипломами I і II ступеня АН вищої освіти України та НТУУ «КПІ».



Кушик Валерій Григорович

доцент, кандидат технічних наук

Закінчив Львівський політехнічний інститут (Тернопільський філіал) за спеціальністю "Технологія машинобудування, металорізальні верстати та інструменти" та аспірантуру при Київському політехнічному інституті за спеціальністю "Процеси механічної та фізико-технічної обробки, верстати та інструменти". Захистив кандидатську дисертацію в Київському політехнічному інституті на тему "Аналіз і синтез широдіапазонних цангових патронів пруткових токарних автоматів". Автор понад 50 наукових публікацій, з них 14 авторських свідоцтв на винаходи. Науковий напрямок - синтез конструкцій широдіапазонних цангових патронів пруткових токарних одно- і багатошпindelних автоматів.



Лещук Роман Ярославович

кандидат технічних наук, доцент

Народився 20 червня 1975 р. в м. Тернополі. У 1992 році закінчив Тернопільську загальноосвітню школу №19. У 1992 – 1997 рр. навчався у Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя за фахом інженер-електромеханік, спеціальність "Автоматизація технологічних процесів і виробництв".

Розпочав трудову діяльність у 1997 році на посаді інженера лабораторії САПР машинобудування ТДТУ. У 1998-2002 рр. навчався у аспірантурі ТДТУ, науковий керівник проф. Гевко Богдан Матвійович.

У лютому 2004 р. захистив кандидатську дисертацію на тему: "Обґрунтування конструктивно-силових параметрів секційних робочих органів гвинтових переважувальних механізмів" (спеціальність 05.02.02 – Машинознавство) у Національному університеті "Львівська політехніка". Науковий керівник – д.т.н., професор Гевко Б.М.

З липня 2004 р. починає працювати на посаді старшого викладача, а з лютого 2005 р. – доцент кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин. У 2007 році отримав вчене звання доцента.

На кафедрі викладає навчальні курси "САПР верстатів і верстатних комплексів" і "Автоматизація верстатно-інструментального виробництва". З 2007 року заступник декана механіко-технологічного факультету та секретар науково-технічної ради ТНТУ ім. І. Пулюя.

У 2008 році нагороджений почесною грамотою Тернопільської облдержадміністрації, у 2007-2009 рр. отримував стипендію Кабінету міністрів України для молодих учених.

Область наукових інтересів – розробка конструкцій гнучких секційних гвинтових робочих органів переважувальних механізмів. Автор понад 40 наукових та науково-методичних праць, зокрема, 17 наукових статей, 12 деклараційних патентів України на винаходи, 7 навчально-методичних розробок. Учасник 15 міжнародних і всеукраїнських науково-технічних конференцій. Брав участь у виконанні держбюджетних науково-дослідних робіт під керівництвом проф. Нагорняка С.Г. та проф. Луціва І.В.

Литвин Олександр Валеріанович

доцент, кандидат технічних наук

Доцент кафедри конструювання верстатів та машин Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»



Ловейкін Вячеслав Сергійович

доктор технічних наук, професор

Завідувач кафедри конструювання машин національного Університету біоресурсів та природокористування України.

Відмінник освіти України, академік Підйомно-транспортної академії наук України та Академії будівництва України.



Луців Ігор Володимирович

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри ВІ
ТНТУ ім. І. Пулюя

Народився 7 травня 1959 року у м. Тернопіль. В 1976 році закінчив Тернопільську загальноосвітню школу №3 з поглибленим вивченням іноземних мов. У 1976 році вступив до Тернопільського філіалу Львівського політехнічного інституту, який закінчив у 1981 р. з відзнакою і отримав диплом інженера-механіка за спеціальністю «Технологія машинобудування, металорізальні верстати та інструменти». У період з 1981 по 1983 р. проходив дійсну службу в рядах радянської армії. У 1983 р. вступив в аспірантуру Львівського політехнічного інституту і в березні 1986 року успішно захистив кандидатську дисертацію у спеціалізованій Вченій раді К068.36.05 при Львівському політехнічному інституті на тему «Вібростійкість механізмів вирівнювання навантажень при дворізцевому точінні» за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство, науковий керівник д.т.н., професор Калінін С.Г.

В ТНТУ ім. І. Пулюя пройшов шлях від асистента, доцента, завідувача кафедри верстатів та інструментів до проректора з навчальної роботи та першого проректора. В даний час завідувач кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин університету.

17 травня 2006 року у спеціалізованій вченій раді Д26.002.11 у Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут» захистив докторську дисертацію на тему «Основи створення багатолезового оснащення з міжінструментальними зв'язками для обробки поверхонь обертання» за спеціальністю 05.03.01 – Процеси механічної обробки, верстати та інструменти. Науковий консультант – д.т.н., проф. Нагорняк С.Г.

Область наукових інтересів - синтез і дослідження верстатно-інструментального оснащення для лезової обробки. За час науково-педагогічної роботи опубліковано більше 150 наукових і навчально-методичних праць, із них 2 монографії, 14 авторських свідоцтв і деклараційних патентів на винаходи, 3 навчальні посібники і 2 підручники з грифом МОН України, 30 науково-методичних праць. Учасник більше 30 міжнародних та всеукраїнських науково-технічних конференцій та симпозіумів.

Забезпечує проведення науково-теоретичних і науково-методичних семінарів кафедри, займається науково-дослідницькою роботою, керує науковими роботами студентів, бере участь в університетських, загальнодержавних та міжнародних наукових конференціях. Керує підготовкою аспірантів в Тернопільському державному технічному університеті, підготував два кандидати технічних наук (Брошак І.І., Вовк Ю.Я). Бере участь у виконанні науково-дослідної держбюджетної тематики, зокрема є керівником наукової теми: «Наукові основи конструкторсько-технологічного забезпечення підвищення якісних характеристик приводних роликів ланцюгів бурових установок газонафтодобувного обладнання»

Нагороджений державними нагородами – знак «Відмінник освіти України» (1997р.), лауреат Всеукраїнської премії ім. Івана Пулюя за 2003р. (2004р.), знак імені «Петра Могили» (2007р.), Заслужений працівник освіти України (2009р.)

На кафедрі викладає наступні навчальні курси: «Проектування верстатів і верстатних комплексів», «Системи автоматизованого проектування технологічних процесів, верстатів та інструментів», «Вища освіта України і Болонський процес».

Член Вченої, науково-методичної, науково-технічної рад університету, член редколегії наукового вісника університету, член Науково-методичної комісії МОН України з машинобудування і матеріалообробки.

Член спеціалізованих вчених рад для захисту дисертацій на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук Д41.052.02 у Одеському національному політехнічному університеті та на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук К58.052.03 у Тернопільському державному технічному університеті.

Брав участь у конференціях Європейської Асоціації університетів (Шотландія, 2005р., Швеція, 2005р., Чехія, 2006р).

Малашенко Володимир Олександрович



Доктор технічних наук, професор кафедри деталей машин Національного університету «Львівська політехніка». Автор понад 250 наукових та навчально-методичних праць 10 із яких французькою мовою, понад 35 винаходів, 2 монографії та 7 навчальних посібників. Володіє українською, російською, білоруською та французькою мовами. Керує науковою роботою аспірантів – підготував трьох кандидатів наук.

Науковий напрям – динаміка підйому високих споруд, синтез і аналіз кулькових обгінних муфт та дослідження нарізевих з'єднань підвищеного самогальмування та шпонкових пружних з'єднань.

З 1984 р. виконує обов'язки заступника завідувача кафедри деталей машин і понад 10 років є академіком та керівником Львівського відділення Підйомно-транспортної академії наук України.

Матвєєв Іван Анатолійович



студент групи МО-10-2 Донбаської державної машинобудівної академії (м. Краматорськ)ДМА

Кількість наукових праць: праці 1 міжнародної науково-технічної конференції;

Галузь наукових інтересів: механіка деформівного твердого тіла, теорія пластичності, обчислювальна гідродинаміка, фізичне моделювання процесів обробки тиском

Мельник Олена Олексіївна

Асистент кафедри технології машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»

Міняйло Анатолій Васильович

професор, кандидат технічних наук

Професор кафедри теоретичної механіки та деталей машин Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка

Мокрицький Іван Дмитрович

ст.викладач

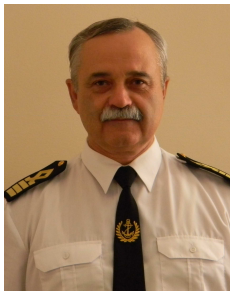


Народився 5 січня 1941 року в с. Теплиці Жешувського воєводства (Польща). В 1946 р. евакуйований в Українську РСР. Закінчив Терехівлянську СШ№1 (1957 р.), Львівський політехнічний інститут (1962 р.).

Працював інженером-конструктором на ВО "Ватра" (1962-1965 р.). З 1965 р. по теперішній час працює в Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя. Закінчив аспірантуру на кафедрі деталей машин Української сільськогосподарської Академії (1978 р.).

Автор 60 наукових праць в галузі підвищення надійності і довговічності ланцюгових передач, в т.ч. 20-ти авторських свідоцтв на винаходи. Нагороджений срібною медаллю

ВДНГ (СРСР). Винаходи впроваджено на ВАТ "Тернопільський комбайновий завод", Московському заводі легкових автомобілів, Брянському автомобільному заводі, Луцькому електроапаратному заводі, Шумерінському заводі спецавтомобілів (Чувашська АРСР), Каменському машинобудівному заводі (Черкаська область).



Настасенко Валентин Олексійович,

кандидат технічних наук, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та загальноінженерної підготовки Херсонської державної морської академії. Автор понад 300 науково-методичних праць, з яких понад 60 патентів України та Російської Федерації, якими охоплено понад 500 технічних рішень. Присвоєне почесне звання «Винахідник СРСР». Наукові інтереси знаходяться в галузі машинознавства, металорізальних верстатів та інструментів.



Немий Степан Володимирович

доцент кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки НУ „Львівська політехніка”.

Народився в 1948 р. Закінчив Львівський політехнічний інститут за спеціальністю „Автомобільний транспорт”. Працював майстром, старшим майстром Львівського автобусного заводу. В 1976-1997 р. працював у Всесоюзному інституті автобусобудування (нині Український державний інститут автобусо-тролейбусобудування) конструктором, провідним конструктором, начальником відділу, головним інженером, першим заступником директора. В 1997-2002 р. р. – головний конструктор Львівського автобусного заводу. З 2002 до 2006 р. – начальник управління з якості і гарантійного обслуговування Львівського автобусного заводу. Кандидат технічних наук, доцент. З 2006 р. працює доцентом кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки НУ „Львівська політехніка”. Автор понад 60 наукових праць і методичних розробок та 13 патентів на винаходи.



Павлище Володимир Теодорович

професор, кандидат технічних наук

Завідувач кафедри деталей машин Національного університету „Львівська політехніка”.

Народився в 1942 р. Закінчив механіко-машинобудівний факультет Львівського політехнічного інституту в 1964 році. Працював інженером-конструктором ГСКБ по автобусах, закінчив аспірантуру при кафедрі деталей машин. З 1970 року працює на викладацьких посадах кафедри, а з 1992 р. – завідувач кафедри. Має вчене звання професора кафедри деталей машин з 1994р. Область наукових інтересів – підвищення навантажувальної здатності елементів приводів машин. Автор 75 наукових праць, 34 авторських свідоцтв і патентів на винаходи, 8 підручників, навчальних посібників і довідників, підготував понад 30 навчально-методичних розробок.



Періг Олександр Вікторович

кандидат технічних наук за спеціальністю 05.03.05 (2011)

асистент кафедри технічної механіки Донбаської державної машинобудівної академії (2002-2011)

Кількість наукових праць: 22 фахові публікації (у співавторстві); праці 20 міжнародних науково-технічних конференцій (у співавторстві); 17 патентів України (у співавторстві);

Галузь наукових інтересів: механіка деформівного твердого тіла, теорія пластичності, обчислювальна гідродинаміка, фізичне моделювання

процесів обробки тиском.

Перфілов Іван Васильович

Аспірант кафедри конструювання верстатів та машин Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»



Пилипенко Олег Іванович

професор, доктор технічних наук

пройшов шлях від слюсаря-дизеліста IV розряду, майстра турбоскладального цеху, інженера-енергетика нафтопромислів, інженера-технолога складального цеху авіазаводу №117, поставляючи літаки до Сомалі, Індонезії, Єгипту, В'єтнаму – до доктора технічних наук, професора, завідувача кафедри основ конструювання машин Чернігівського державного технологічного університету IV рівня акредитації.

Після захисту кандидатської дисертації у 1970 р. за спеціальністю «Машинознавство і деталі машин» – асистент кафедри теоретичної механіки, старший викладач кафедри деталей машин Львівського політехнічного інституту, навчаючи основам конструювання машин студентів республік СРСР, Анголи, В'єтнаму, Індонезії, Іраку, Лаосу, Німеччини, Нігерії, Уганди, Угорщини, Югославії. Ним закладені основи і створені навчальні кабінети кафедри загальнотехнічних дисциплін ЧДП, де під його керівництвом вперше почали проводитись науково-дослідні роботи для машинобудівних підприємств. З 1971 р. – незмінний керівник і виконавець науково-дослідних робіт по застосуванню полімерних композитів та ресурсозберігаючих технологій у машинобудуванні. Ним організовано і побудовано в ЧДТУ лабораторію полімерних деталей машин для впровадження наукових розробок на машинобудівних підприємствах. З 1976 р. – доцент кафедр прикладної механіки, основ конструювання машин, останню з яких очолює з 1996 р. після захисту докторської дисертації за спеціальністю «Машинознавство». Проходив семестрове стажування у Вищому технічному училищі ім. Баумана в Москві з одержанням відповідного посвідчення, Київському та Харківському політехнічних інститутах.

Пилипенко О.І. – висококваліфікований спеціаліст-машинознавець, відомий вчений в галузі прикладної механіки і машинобудування, автор нових підходів до розрахунку, конструювання і виробництва приводів, пов'язаних з переходом на автоматизоване оптимальне проектування і використання полімерних композитів, дають змогу вибрати науково обгрунтовану сукупність оптимальних значень їх параметрів, при яких ще на стадії проектування забезпечується висока динамічна якість приводів понижених віброактивності, матеріаломісткості та енергоспоживання. Згідно з постановами Ради Міністрів України ним успішно виконана і впроваджена на ряді машинобудівних підприємств цільова науково-технічна програма «Матеріаломісткість», в результаті якої економічний ефект від впровадження маловідходних ресурсозберігаючих технологічних процесів литва під тиском на термопластавтоматах тільки за рахунок зниження собівартості продукції склав до 300000 доларів США на рік при підвищенні надійності і довговічності приводів у 1,5-2 рази, економії біля 500 тон конструкційної сталі та до 1000000 підшипників кочення на рік при одночасному зниженні ваги, матеріаломісткості машин і обладнання на 25%, скорочення верстатного парку і вивільнення виробничих площ.

О.І. Пилипенко – автор 280 наукових праць, у тому числі 9 патентів на винаходи, 3 монографій, які є вагомим внеском у сучасне машинобудування. Активний учасник більше 90 міжнародних конгресів, симпозіумів, науково-технічних конференцій, наукові роботи опубліковані в ряді закордонних видань Болгарії, Норвегії, Польщі, Сербії, Словаччини, Чехії. О.І. Пилипенко – досвідчений вихователь кадрів для машинобудування, ним підготовлено 7 кандидатів технічних наук, відкрито аспірантуру при кафедрі. Він є членом міжнародного союзу машинобудівників, м. Донецьк, міжнародної спілки передових виробничих процесів (Advanced Manufacturing Operations), м. Софія, Болгарія, головним редактором Вісника ЧДТУ (серія Технічні науки), заступником головного редактора міжнародного науково-технічного збірника «Композитні матеріали», м. Дніпропетровськ, постійним членом оргкомітету по проведенню

щорічних міжнародних конференцій Advanced Materials Operations (Болгарія) та Композиційні матеріали в промисловості (м. Ялта, Україна).

Завідувач кафедри основ конструювання машин, доктор технічних наук, професор Пилипенко О.І. зробив вагомий внесок у розробку наукових основ та освоєння промисловістю технологічних процесів по зниженню матеріаломісткості та підвищенню динамічних якостей приводів машин шляхом застосування деталей машин з полімерних композитів. Під його керівництвом лабораторією полімерних деталей машин розроблені та впроваджені на підприємствах України, Росії, Білорусії автоматичні прес-форми і технологічні процеси виробництва полімерних деталей машин на термопластавтоматах. Розробки захищені авторськими свідоцтвами СРСР (здобули срібну медаль ВДНГ СРСР) і патентами України та експонувалися на міжнародних виставках у Білорусії, Болгарії, Індії Німеччині, Польщі, Угорщині, Чехословаччині, Югославії. У 2000 р. нагороджений дипломом лауреата міжнародного відкритого рейтингу «Золота фортуна» як кращий науковець Чернігівської області за підписами Б.Є. Патона, Л.М. Кравчука, Л.Д.Кучми. Високий професіоналізм, знання проблем машинобудування, наукова і практична діяльність по їх вирішенню забезпечують Пилипенку О.І. можливість компетентно розв'язувати завдання дієвої взаємодії науковців з промисловими підприємствами. Користується заслуженим авторитетом та повагою серед викладачів і студентів, науково-технічної громадськості України, Росії, Білорусії, Болгарії, Польщі, Сербії, Словаччини, Чехії.

Покітєлиця Микола Іванович

доцент, кандидат технічних наук

Доцент кафедри технології машинобудування Севастопольського національного технічного університету.



Предко Ростислав Ярославович

Інженер кафедри деталей машин Національного університету „Львівська політехніка”.

Народився в 1977 році. Закінчив факультет машинобудування і автомобільного транспорту Національного університету „Львівська політехніка” за спеціальністю „Автомобілі та автомобільне господарство” в 2000 році. На кафедрі деталей машин працює з 2001 р.

В 2011 році захистив кандидатську дисертацію за спеціальністю 05.02.02. – машинознавство на тему „Удосконалення і параметричний синтез автоматично регульованої пасової передачі з самозатяжним кільцем”. Має у співавторстві та одноосібно 19 наукових публікацій за темою дисертаційної роботи: 10 статей, 2 патенти, 7 тез доповідей на конференціях. Є співавтором 3-х навчально-методичних розробок.



Продан Віталій Іванович

аспірант каф. ВІ ТНТУ ім. І. Пулюя

Народився 1 квітня 1989 року в м. Тернопіль. В 2003 закінчив 9-ть класів Тернопільської ЗОШ І-ІІІ ступенів імені Володимира Левицького.

2003 – 2007 р.р. – студент Технічного коледжу Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя за спеціальністю “Обробка матеріалів на верстатах і автоматичних лініях”. Закінчив з відзнакою.

2007 – 2010 р.р. – студент Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. В 2010 р.р. – закінчив магістратуру (з відзнакою), магістр за спеціальністю “Металорізальні верстати та системи”. Тема магістерської роботи: «Методи формування і вимірювання головного заднього кута циліндричного спірального свердла з розробкою конструкції заточного верстата».

Учасник II етапу XI Всеукраїнської студентської олімпіади зі спеціальності “Металорізальні верстати та системи” м. Маріуполь (2010 р.).

В 2010 році вступив до аспірантури Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за спеціальністю 05.03.01 «Процеси механічної обробки, верстати та інструменти». Тема дисертаційної роботи: «Верстатно-інструментальне забезпечення процесу формування головного заднього кута циліндричних спіральних свердл».



Проценко Владислав Олександрович,

магістр технології машинобудування, асистент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та загальноінженерної підготовки Херсонської державної морської академії. Автор 80 науково-методичних праць, з яких 32 патенти України та Російської Федерації, якими охоплено понад 150 технічних рішень. Нагороджений дипломом «Кращий винахід Херсонської області-2011». Наукові інтереси знаходяться в галузі машинознавства.

Пуданс Емилс

Докторант Латвійського сільськогосподарського університету



Роганов Лев Леонідович,

доктор технічних наук (1989 р.), професор, завідувач кафедри «Машини і технології обробки металів тиском» Донбаської державної машинобудівної академії (м. Краматорськ).

Засновник і керівник наукової школи, яка діє протягом 30 років, досліджуючи нові швидкодійні технології й машини з комбінованим (статико-динамічним) впливом на оброблюваний матеріал. Створив понад 80 ресурсозберігальних технологій і машин на базі гідропружних і клиношарнірних приводів. Основні розробки: молоти, прес-молоти, машини для відрізування прокату, листоштампувальні машини, іспитові стенди, обладнання для високовольних вимикачів, технологія пресування порошків; обладнання безвідхідного поділу прокату комбінуванням зрушення й ламання згинанням і обладнання для його реалізації, методи розрахунків і механізації для використання енергії пружної деформації гідропресів, що дозволяють створити машини для процесів обробки матеріалів тиском, які для своєї роботи не потребують енергії від електричної мережі; схеми обладнань для статико-динамічного ущільнення сипких матеріалів при формуванні ливарних форм і т. п.

На основі наукових досліджень і винаходів професора Л. Л. Роганова були розроблено 83 нові технології й машини, виконано 157 проектів і розробок для різних галузей господарства: машинобудування, приладобудування, гірничої справи, транспорту, енергетики, сільського господарства, будівництва, оборонної промисловості. Впроваджено у виробництво понад 30 різних винаходів. Створені унікальні машини й технології, які не мають аналогів у світі, закріплюють пріоритет України в галузі швидкодійних машин і технологій, у тому числі: технології статико-динамічного деформування матеріалів, швидкодійні молоти, прес-молоти, іспитові стенди з точним дозуванням енергії та інші. Розробки впроваджені на Білокалитовинському й Ступинському металургійних комбінатах, Одеському заводі «Строймаш», НІАТ (Москва), ВІЛС (Москва) та ін. – у цілому на 28 підприємствах 19 міст СНД.

Опублікував понад 200 наукових статей у фахових виданнях і понад 60 доповідей у збірниках праць міжнародних науково-технічних конференцій. Має понад 225 винаходів.

Підготував 9 кандидатів технічних наук і 1 доктора наук. Член спеціалізованих рад із захисту кандидатських і докторських дисертацій при ДДМА й Східноукраїнському національному університеті ім. В. Даля. Нагороджений срібною медаллю ВДНГ СРСР, дипломами I і II ступенів ВДНГ УРСР, Почесною грамотою Мінважмашу СРСР. Нагороджений грамотою Міністерства освіти і науки України (2005 р.), орденом «Знак

Пошани», знаком «Відмінник освіти України» (2008 р.). Переможець конкурсу ДДМА в номінації «Кращий винахідник ДДМА» (2005 р.).

Рогатинська Лілія Романівна

Асистент кафедри програмної інженерії ТНТУ ім. І. Пулюя

Закінчила з відзнакою Тернопільський національний технічний університет імені Івана ПУЛЮЯ (2006) за спеціальністю «Автоматизація виробництва», кваліфікація – інженер з автоматизованих систем керування виробництвом. Навчалася в аспірантурі, підготувала до захисту кандидатську дисертацію на тему: «Огрунтування параметрів еластичних та пружних робочих органів гвинтових конвеєрів». З 2009 р. працює на посаді асистента кафедри програмної інженерії. Автор 11 публікацій та 1 патенту на винахід.



Рогатинська Олена Романівна

Кандидат технічних наук, доцент

Закінчила в 2001 р. Тернопільський державний педагогічний університет по спеціальності «Педагогіка і методика середньої освіти. Фізика та основи інформатики».

Захистила кандидатську дисертацію за спец. 05.05.05 Підйомно-транспортні машини і механізми в 2006 р. (ТДГУ, м. Тернопіль).

В навчальному закладі працює з 2004 року на посаді асистента кафедри АВ, з 2006 року доцент.

Напрямок наукової роботи – Оптимізація режимів роботи та конструктивних параметрів вертикальних гвинтових конвеєрів.

Загальна кількість наукових публікацій 39 (в т. ч. 12 фахових): 15 статей, 17 тез конференцій, 1 деклараційний патент на винахід, 16 патентів на корисну модель. Видано 4 методичних вказівок.

З 2006 р. - член-кореспондент Підйомно-транспортної академії наук України

Рогатинський Роман Михайлович

доктор технічних наук, професор

1976 р.— закінчив механічний факультет Тернопільської філії Львівського політехнічного інституту(сьогодні ТНТУ ім. І. Пулюя) і здобув диплом інженера-механіка за спеціальністю «Технологія машинобудування, металорізальні верстати та інструменти». Після закінчення інституту працював інженером-технологом у механічному цеху заводу автомобільних агрегатів м. Гродно (Білорусія).

1977 р.— працював інженером-технологом відділу експлуатаційної надійності і випробовувань виробничого об'єднання "Тернопільський комбайновий завод".

1979 р.— прийшов у Тернопільську філію Львівського політехнічного інституту старшим інженером, а згодом зав. лабораторії кафедри технології машинобудування. У 1989 році переведений на посаду асистента, а в 1992 р. - на посаду старшого викладача кафедри технології машинобудування цього ж вищого навчального закладу, який у 1991 році був переіменований в Тернопільський приладобудівний інститут.

1995 р.— переведений на посаду доцента кафедри технології машинобудування, а в 1996 році присвоєно вчене звання доцента цієї ж кафедри.

1996 р.— у спеціалізованій раді Тернопільського приладобудівного інституту захистив кандидатську дисертацію на тему "Основи оптимального проектування гвинтових конвеєрів сільськогосподарських машин" за спеціальністю 05.05.11 - Сільськогосподарські і гідромеліоративні машини (науковий керівник д.т.н., проф. Гевко Б.М.).

1997 р.— у спеціалізованій раді Національного аграрного університету, м. Київ, захистив докторську дисертацію на тему "Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва" за спеціальностями

05.20.01- Механізація сільськогосподарського виробництва та 05.05.05- Піднімально-транспортні машини (науковий керівник д.т.н., проф. Гевко Б.М.).

Проректор з наукової роботи ТНТУ, завідувач кафедри економічної кібернетики

Наукові праці стосуються сільськогосподарського машинобудування та піднімально-транспортних машин, а саме питань розробки, моделювання та оптимального проектування гвинтових та інших транспортерів, транспортно-технологічних систем та процесів, дослідження та поглиблення теорії сипких середовищ, розробки теорії поелементної взаємодії тіл в потоці, техніко-економічного обґрунтування впровадження нових систем машин.

Роїк Тетяна Анатоліївна

доктор технічних наук, професор



Закінчила КПІ у 1979 р. Захистила кандидатську дисертацію у 1997 р. на тему: "Дослідження та розробка порошкових самозмазувальних матеріалів для високотемпературних вузлів тертя";

Захистила докторську дисертацію у 2004 р. на тему: „Функціональні основи розробки композиційних підшипникових матеріалів для підвищених умов експлуатації”;

У 2006 р. одержала вчене звання професора

Працювала у наступних наукових установах: Інститут проблем матеріалознавства НАН України, Державний науково-технічний центр артилерійсько-стрілецького озброєння Мінпромполітики України, Національний авіаційний університет, НТУУ „КПІ” (по теперішній час).

Тематика досліджень – створення та промислова апробація нових технологій виготовлення та фінішної механічної обробки нових композитних підшипників ковзання на основі чорних та кольорових металів для екстремальних умов експлуатації.

Наукові інтереси: виявлення особливостей формування об'ємних характеристик, характеру зношування і механізмів утворення плівок тертя композиційних антифрикційних матеріалів на основі широкої гами чорних та кольорових металів, їх вплив на антифрикційні властивості підшипників ковзання, що призначені для важких умов експлуатації, та їх оптимізація у залежності від технологічних режимів синтезу, прецизійної механічної обробки та параметрів роботи.

Досягнення: за результатами досліджень маю близько 200 публікацій, з них 2 монографії, 1 навчальний посібник, 75 статей, опублікованих у фахових виданнях, близько 30 авторських свідоцтв СРСР на винаходи та Патентів України, 4 методичні вказівки до виконання лабораторних та практичних занять, 85 доповідей на конференціях різного рівня.

Романовський Борис Васильович

кандидат технічних наук, доцент



В 1961 році закінчив пензенський політехнічний інститут. В 1971 р. захистив кандидатську дисертацію «Дослідження факторів, що впливають на втомну міцність приводних роликів ланцюгів малих кроків» ,в котрій поряд з іншими питаннями, розглядаються проблеми підвищення фретингостійкості спряжень приводних ланцюгів. послідовник наукової школи з досліджень ланцюгових передач, заснованої професором Георгієм Борисовичем Столбіним в Московському верстатобудівному інституті. З 1972 року завідувач кафедри технічної механіки Кіровського політехнічного інституту. З 1979 року завідувач кафедри теоретичної та прикладної механіки у Пензенському технологічному інституті. За результатами наукових досліджень випущено більше 100 статей. Редактор двох збірників наукових праць по механічних передачах.

Савицький Сергій

Студент Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»

Самойленко Олексій Васильович

кандидат технічних наук

Старший викладач кафедри конструювання верстатів та машин Національного університету України «Київський політехнічний інститут»



Сеник Андрій Антонович

Асистент, інженер II категорії кафедри «Конструювання верстатів, інструментів та машин ТНТУ ім. І.Пулюя,

Народився 17 вересня 1977 року в с. Доброводи Збаразького району Тернопільської області.

У 1994 році закінчив ЗОШ I-III ступенів с. Доброводи. З 1994 по 1999 роки навчався у Тернопільському державному педагогічному університеті імені Володимира Гнатюка на інженерно-педагогічному факультеті. В 2003 р. закінчив аспірантуру Тернопільського державного технічного університету імені Івана

Наукові інтереси: конструкції, технології та технологічне спорядження для виготовлення високочотних згортних втулок. Учень професора Кривого П.Д. Співавтор 26 наукових праць, в т.ч: 1 винаходу, захищений деклараційним патентом на корисну модель. Доповідач на 18 науково-технічних міжнародних і всеукраїнських конференціях, симпозиумах.



Сологуб Богдан Володимирович

доцент, кандидат технічних наук.

Народився в 1953 р. Закінчив механіко-технологічний факультет Львівського політехнічного інституту в 1976 році. Працював інженером-конструктором ОКБМ Ужгородського машинобудівного заводу, закінчив аспірантуру при кафедрі ТММ і ПТМ. З 1982 р. працює на викладацьких посадах кафедри.

Напрямок наукових досліджень – динаміка кранових канатних механізмів. Педагогічний стаж – 25 років. Автор понад 50 наукових та навчально-методичних публікацій.

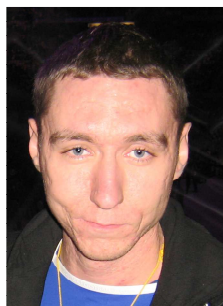


Стрілець Володимир Миколайович

Кандидат технічних наук, доцент кафедри теплоенергетики та машинознавства Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне. Заслужений винахідник України. Автор понад 450 наукових та навчально-методичних праць, із яких понад 250 авторських свідоцтв і патентів Росії та України на винаходи й корисні моделі, 9 навчальних посібників.

Науковий напрям – дослідження комбінованих з'єднань деталей машин, торцевих ущільнень і муфт.

Протягом останнього часу виконує обов'язки заступника завідувача кафедри теплоенергетики та машинознавства НУВГП.



Стрілець Олег Романович

Магістр з інженерної механіки, асистент кафедри теплоенергетики та машинознавства Національного університету водного господарства та природокористування, м. Рівне. Аспірант без відриву від виробництва кафедри деталей машин Національного університету «Львівська політехніка». Володіє українською, російською та англійською мовами. Автор 53 наукових та навчально-методичних праць, із яких 22 патенти Росії і України на винаходи та корисні моделі. Співавтор одного навчального посібника.

Виконує дисертаційну роботу на тему «Розробка конструкцій та обґрунтування параметрів пружних шпонкових з'єднань».

П'ятиразовий переможець всеукраїнських олімпіад з деталей машин і конкурсів наукових робіт у галузі «Машинознавство».



Струтинський Василь Борисович

професор, доктор технічних наук

Завідувач кафедри конструювання верстатів і машин Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»

Закінчив механіко-машинобудівний факультет «КПІ» у 1974 році

Напрямки наукової роботи: розробка і дослідження високотехнологічного обладнання, розробка наукових основ теорії проектування обладнання і визначення його статичних та динамічних характеристик. Теоретичне узагальнення роботи верстатів з паралельними кінематичними зв'язками, багатокоординатних верстатів та різноманітних робототехнічних комплексів.

Струтинський Сергій Васильович

кандидат технічних наук

Асистент кафедри прикладної гідроаеромеханіки та механотроніки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»



Стадник Олександр Миколайович

доцент кафедри технічної механіки Донбаської державної машинобудівної академії

Кількість наукових праць: автор понад 30 наукових робіт, 8 патентів; 5 навчальних посібників із грифом МОНМСУ;

Галузь наукових інтересів: теоретична механіка, теорія коливань, машини для обробки тиском.

Тимошенко Надія Миколаївна

кандидат фізико-математичних наук, доцент

В 1968 році закінчила механіко-математичний факультет Львівського державного університету імені Івана Франка.

В 1981 році захистила кандидатську дисертацію за спеціальністю 01.02.04 «Механіка деформівного твердого тіла». Працювала в інституті прикладних проблем математики і механіки на посаді старшого наукового співробітника.

З 1982 по 1992 р.р. – старший науковий співробітник науково-дослідної частини Львівського державного університету імені Івана Франка.

З 1992 року по теперішній час – доцент кафедри вищої математики Національного університету «Львівська Політехніка».

Наукові інтереси – в галузі напружено деформованого тіла тонкостінних конструкцій.

Автор 48 наукових статей, 56 тез і доповідей міжнародних, республіканських конференцій.



Узклингис Гунтар Александрович

професор, доктор технических наук,

1937 г. рождения. В 1962 г. окончил факультет Механизации сельского хозяйства при Латвийской сельскохозяйственной академии, после окончания был оставлен для работы ассистентом на кафедре Сопротивления материалов.

Был старшим преподавателем, доцентом, руководителем кафедры, директором института механики Технического факультета. В данное время профессор института механики. Научная работа связана с инженерной

наукой (валы, подшипники качения, цепные передачи и их устройства).

Количество публикаций 115 (в том числе 15 изобретений).



Фот Андрей Петрович

профессор, доктор технических наук

Окончил Куйбышевский политехнический институт (1970), инженер-механик. Доктор технических наук (1998), профессор (1992). В 1982 г. защитил в Московском высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана диссертацию на соискание ученой степени кандидата технических наук, в 1998 г. в Курганском государственном университете — диссертацию на соискание ученой степени доктора

технических наук.

Награжден знаками «Изобретатель СССР» и «Почетный работник высшего профессионального образования Российской Федерации». Ветеран ОГУ. Занесен в Книгу почета ОГУ в 1997 году.

С 1970г. — в Оренбургском государственном университете. Работал в качестве ассистента, старшего преподавателя, доцента, заведующего кафедрой ДМ, деканом транспортного факультета, проректором по научной работе, проректором по международным связям, первым проректором ОГУ. В настоящее время — главный ученый секретарь.

Разработал комплексы экспериментального оборудования для коррозионно-механических испытаний, оборудования для добычи и переработки нефти и др., которые позволяют сократить время испытаний конструкций в 10-30 раз. Результаты разработок внедрены в НИИ и на ряде предприятий: НПО ЦНИИТмаш (г. Москва), ВНИИгаз (Московская области), ВНИИСТ (г. Москва), ВНИИТнефть (г. Самара), ВНИИСПТнефть (г. Уфа), ВНИИПТхимнефтеаппаратуры (г. Волгоград), НИТИ (Украина, г. Днепропетровск), УНИ (г. Уфа), ЛЕННИИхиммаш (г. Санкт-Петербург), НИПИПНГС (г. Оренбург), Оренбургский газоперерабатывающий завод и др. Имеет свыше 230 публикаций, в том числе 5 руководящих документов и 30 изобретений. Подготовил 4 кандидатов и одного доктора технических наук. В настоящее время председатель совета Д 212.181.02 по защите диссертаций при ГОУ ОГУ.

Хомик Надія Ігорівна

доцент, кандидат технічних наук

Хомик Надія Ігорівна у 1992р. закінчила з відзнакою Тернопільський приладобудівний інститут, у 1995р. – аспірантуру. На кафедрі працює з 1995року на посаді старшого лаборанта, з 1998року – асистента. У 2003р. захистила кандидатську дисертаційну роботу і з цього часу працює на посаді доцента. Наукова робота доцента Хомик Н. І. направлена на дослідження навантаженості тримких елементів пруткових транспортерів та моделювання процесів зношування їх елементів. Має більше 80 науково-методичних розробок.

Чорний Руслан Петрович

Інженер I категорії кафедри ВІ ТНТУ ім. І. Пулюя.

Народився 7 серпня 1972р в місті Тернопіль. В 1988 році закінчив середню школу №6. У 1994 році закінчив Тернопільський приладобудівний інститут імені Івана Пулюя, а в 2001 закінчив заочно аспірантуру за спеціальністю 05.02.02 «Машинознавство». На кафедрі працює з 1995 року на посаді інженера I категорії. Є співавтором 14 методичних вказівок з курсів: «Теорія різання металів», «Професійна підготовка» та «Фізичні основи механічної обробки матеріалів».





Шостачук Юрій Олександрович

доцент, кандидат технічних наук

Завідувач кафедри машин і агрегатів поліграфічного виробництва Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»

Після закінчення у 1968 р. середньої школи № 28 м. Житомира вступив до Українського поліграфічного інституту ім. Ів. Федорова (м. Львів), з другого курсу якого був направлений на навчання до Німеччини, де закінчив у 1973 році Технічний університет (м. Карл-Маркс-Штадт), отримавши кваліфікацію інженер-конструктор із спеціальності «Конструювання поліграфічного та папероробного устаткування».

З 1974 р. по 1975 р. працював у науково-дослідному секторі УПІ ім. Ів. Федорова на посаді інженера. З 1976 по 1978 – аспірант УПІ. Після закінчення аспірантури і до 1983 р. працював у науково-дослідному секторі інституту на посадах ст. інженера, молодшого та старшого наукового співробітника.

У 1983 р. захистив кандидатську дисертацію. З 1983 р. – асистент, доцент кафедри поліграфічних машин УПІ. У 1987–1989 – заступник декана механічного факультету інституту, а з 1989 по 1992 – декан факультету підвищення кваліфікації працівників поліграфічної галузі Мінвузу СРСР при цьому інституті.

Упродовж 1992–2006 років очолював представництво німецької фірми «Heidelberg» в Україні та її сервісний центр ТОВ «Гейдельберг Україна».

З лютого 2009 року завідувач кафедри машин та агрегатів поліграфічного виробництва Видавничо-поліграфічного інституту НТУУ «КПІ».

Ю. О. Шостачук є автором понад 60 наукових праць, у тому числі – 3 навчальних посібників, 8 авторських свідоцтв на винаходи і одного патенту Німеччини.

Штогрин Степан Петрович

Аспірант каф. ВІ ТНТУ ім. І. Пулюя

Народився 9 листопада 1985 р. в м. Волочиськ Хмельницької області. В 2003 році закінчив Волочиський НВК.

2003-2009 студент Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. В 2009 – закінчив магістратуру, магістр металорізальних верстатів та систем. Тема магістерської роботи: «Дослідження жорсткості шпиндельного вузла багатоцільового верстата». Учасник II етапу Всеукраїнської студентської олімпіади «Металорізальні верстати та системи» м. Маріуполь (2008).

В 2007 році вступив в аспірантуру Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя за спеціальністю 05.03.01 «Процеси механічної обробки, верстати та інструменти». Тема дисертаційної роботи: «Кінематичне подрібнення стружки механізмами адаптивного типу при багатолузовій обробці тіл обертання».

Юрчишин Оксана Ярославівна

доцент, кандидат технічних наук.

Старший викладач кафедри конструювання верстатів і машин Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»

У 2008 р. захистила кандидатську дисертацію й отримала науковий ступінь кандидата технічних наук за спеціальністю "Процеси механічної обробки, верстати та інструмент". В дисертаційній роботі започатковано ефективні методи дослідження динамічних систем металорізальних верстатів із застосуванням циклічних випадкових процесів. У даний час ведуться роботи з розвитку цього напрямку, практичного використання отриманих результатів при проектуванні металорізальних верстатів. Результати досліджень опубліковані у 46 наукових працях.

Є членом спілки інженерів-механіків НТУУ "КПІ".

Тетяна Гурей

**ПРИСВЯТА ПАМ'ЯТІ
ДУБИНЯКУ СТЕПАНУ АНДРІЙОВИЧУ**

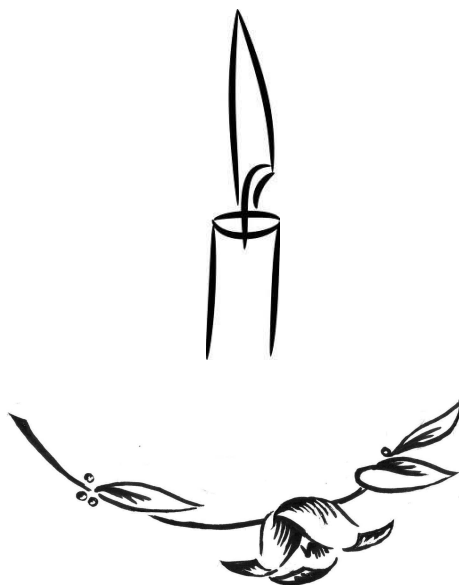
Так швидко відлетів Ти в тихий вирій,
Де є «планета Спокою», по іншому йде час.
У небі журавлі ключем летіли
Й прощальну «кру» виводили в цей час.

Для рідних, друзів – це велика втрата,
Але, таке воно – життя...
Бо Ти людина на добро багата
І все робив уміло й до пуття.

Та білий аркуш вже пожовк,
Чорнило в ручці і перо засохло.
Багато ще не дописав, не доробив, не доказав...
Вмить слово обірвалось і навіки змовкло.

Хоч і не поруч, бачиш нас.
Порядність поважав і дружбу.
Огонь науки Твій не згас,
Бо ватру розпалив потужну.

Зібрались побратими по перу
І юнь, і світочі науки.
Запалять пам'яті свічу
Й потиснуть дружньо руки.



ЗМІСТ

Іван Зубченко	
«ДОРОГА ДОЛІ».....	6
Александр Бондаренко; Андрей Фот; Петр Кривый	
«СОСТОЯНИЕ И КАЧЕСТВО ПРОИЗВОДСТВА ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ И ВТУЛОЧНЫХ ЦЕПЕЙ. РЕТРОСПЕКТИВА И СОВРЕМЕННОСТЬ».....	10
Ілья Петрович Глущенко	
«В ПОИСКАХ НОВОГО ЗНАНИЯ»	15
Ілья Ільич ІВАШКОВ	
«ЖИТТЄВИЙ ТА ТВОРЧИЙ ШЛЯХ»	18
Олег Пилипенко	
«СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ, КОНСТРУЮВАННЯ І ВИГОТОВЛЕННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ПРИВОДІВ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТИВ».....	20
Володимир Павлище, Андрій Кичма, Ростислав Предко	
«ГРАФІЧНИЙ МЕТОД ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ КЛИНОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ»	22
Юрій Кузнецов, Олексій Самойленко, Сергій Савицький	
«ВЕРСТАТ ДЛЯ ОБРОБКИ ПОЛІГОНАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ З ЛАНЦЮГОВИМИ ПЕРЕДАЧАМИ».....	24
Лев Роганов, Олександр Періг, Олександр Стадник, Іван Матвеев	
«ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПЕРЕДАЧ ІЗ ГНУЧКИМ ЗВ'ЯЗКОМ У ПРЕС-ФОРМАХ ДЛЯ РІВНОКАНАЛЬНОГО КУТОВОГО ПРЕСУВАННЯ».....	26
Володимир Малащенко, Олег Стрілець, Володимир Стрілець	
«ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНИХ ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ».....	28
Василь Струтинський	
«МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ПОЛЯ ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА».....	31
Г.Узклингис, Э.Пуданс	
«ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗБОРНОЙ ТЯГОВОЙ ЦЕПИ С ШАРНИРАМИ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ».....	32
Владислав Проценко; Валентин Настасенко	
«ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ КАНАТНО-ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ ТА ПРИСТРОЇВ».....	33
Владимир Белостоцкий, Анатолий Миняйло, Михаил Пивень	
«РАСЧЕТ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ПРИВОДНЫХ ВТУЛОЧНО-РОЛИКОВЫХ ОДНОРЯДНЫХ И МНОГОРЯДНЫХ ЦЕПЕЙ».....	35
Іван Мокрицький, Андрій Сенік	
«ВІДНОВЛЕННЯ КРОКУ СПРАЦЬОВАНИХ ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГІВ».....	37
Надія Тимошенко, Петро Кривий, Віктор Коломієць, Петро Кривінський, Руслан Чорний	
«САТИСТИЧНА ОЦІНКА МІЦНОСТІ ПРЕСОВИХ З'ЄДНАНЬ ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГІВ ЗАКОРДОННИХ ФІРМ НА ОСНОВІ ТЕОРІЇ МАЛИХ ВИБІРОК»...	38
Степан Дубиняк, Ігор Луців, Петро Кривінський	
«ВПЛИВ КУТА ОРІЄНТАЦІЇ СТИКОВОГО ШВА ЗГОРТНИХ ВТУЛОК НА РІЗНОРОЗМІРНІСТЬ КОНТАКТНИХ КРОКІВ ДВОРЯДНОГО ВТУЛКОВОГО ЛАНЦЮГА З КРОКОМ 9,525 ММ».....	41
Петро Кривий, Андрій Сенік, Олександр Бондаренко	
«ЗАГОТОВКА ДЛЯ ЗГОРТНИХ ВТУЛОК ПІДВИЩЕНОЇ ТОЧНОСТІ ФОРМИ»	44

Валерій Кушик	
«ПІДВИЩЕННЯ ОСЬОВОЇ ТОЧНОСТІ ОБРОБКИ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕДАЧ З ГНУЧКИМ ЗВ'ЯЗКОМ НА ТОКАРНИХ АВТОМАТАХ»..	47
Василь Струтинський, Микола Покінтелиця	
«КОМПЛЕКСНІ МЕТОДИ ОБРОБКИ ПАР ТЕРТЯ В ПЕРЕДАЧАХ З ДИНАМІЧНИМ НАВАНТАЖЕННЯМ».....	48
Олександр Литвин	
«УПРАВЛІННЯ ТОЧНІСТЮ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ НЕЖОРСТКИХ ДЕТАЛЕЙ ПРИВОДІВ З ПРУЖНИМИ ЗВ'ЯЗКАМИ».....	49
Петро Кривий, Назар Кашуба	
«ПРИСТРІЙ ДЛЯ ОБРОБКИ ПЛОСКИХ ПОВЕРХОНЬ ВІБРАЦІЙНИМ ОБКОЧУВАННЯМ».....	51
Степан Штогрин, Ігор Луців	
«МЕХАНІЗМИ СТРУЖКОПОДРІБНЕННЯ З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИМ ЗВ'ЯЗКОМ ПРИ БАГАТОЛЕЗОВІЙ ТОКАРНІЙ ОБРОБЦІ».....	52
Петро Кривий, Володимир Крупа	
«КОНСТРУКЦІЯ СПЕЦІАЛЬНОГО ЗЕНКЕРА ДЛЯ ЧИСТОВОЇ ОБРОБКИ ВНУТРІШНІХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ ВТУЛОК І РОЛИКІВ ЛАНЦЮГІВ».....	53
Петро Кривий, Володимир Кобельник, Віталій Продан	
«ВИЗНАЧЕННЯ ГОЛОВНОГО ЗАДНЬОГО КУТА СПІРАЛЬНОГО СВЕРДЛА, ГОЛОВНА ЗАДНЯЯ ПОВЕРХНЯ ЯКОГО В ПОПЕРЕЧНОМУ ПЕРЕРІЗІ СФОРМОВАНА СУКУПНІСТЮ АРХІМЕДОВИХ СПІРАЛЕЙ»	55
Оксана Юрчишин	
«ДЕФОРМАЦІЙНІ ПРОЦЕСИ ПРУТКОВОЇ ЗАГОТОВКИ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА».....	57
Володимир Гурей	
«МОДЕЛЮВАННЯ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ФРИКЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН».....	59
Іван Дубецький	
«ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ».....	61
Вячеслав Ловейкін, Віталій Бортун	
«МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РУХУ СТІЧКОВОГО КІВШОВОГО ЕЛЕВАТОРА З ОДНОСТОРОННІМ ЗВ'ЯЗКОМ ТЯГОВОГО ОРГАНА».....	62
Інна Задорожня	
«ОГРАНИЧЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПРИВОДАХ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ СРОКА СЛУЖБЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ».....	64
Ігор Гурей, Тетяна Гурей	
«ВПЛИВ ПОВЕРХНЕВОГО ЗМІЦНЕННЯ ПАЛЬЦІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ТЯГОВИХ ЛАНЦЮГІВ КОНВЕЙЄРІВ».....	66
Степан Немий, Ярослав Данило, Богдан Сологуб	
«ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ У ПАСОВИХ ПЕРЕДАЧАХ ПРИВОДА ДОПОМІЖНИХ АГРЕГАТІВ АВТОБУСІВ».....	69
Юрій Горбатенко, Сергій Бондарев	
«ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЕЛЕМЕНТІВ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ЕСКАЛАТОРА».....	71
Олексій Самойленко	
«ТРЬОХКООРДИНАТНИЙ МАНІПУЛЯТОР З ВИКОРИСТАННЯМ ЛАНЦЮГОВИХ ЛАНОК».....	73

Іван Брошак, Ігор Луців «ФОРМАЛІЗОВАНИЙ ОПИС КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЧНОЇ ОБМЕЖУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ЛІНІЇ ДЛЯ ПОРІЗКИ КОНВЕЄРНОЇ СТРИЧКИ НА СМУГИ»	75
Лілія Рогатинська «ДО ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ШВИДКОХІДНИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ З ЕЛАСТИЧНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ»	77
Сергій Струтинський «ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТОЧНОСТІ ПАРАЛЕЛЬНИХ ПЕРЕДАЧ ПРОСТОРОВОЇ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ ПРИВОДІВ»	79
Василь Струтинський ¹ , професор; Валентин Дрозденко ² «ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОЗИЦІЙНИХ ПРИВОДІВ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ»	80
Василь Струтинський, Іван Перфілов «РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ СПЕЦІАЛЬНОГО МІКРОПРОФІЛЯ ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ»	82
Дмитро Гриценко, Юрій Шостачук «ДОСЛІДЖЕННЯ ТОЧНОСТІ ПОЗИЦІОНУВАННЯ ВИРОБІВ У ЗОНІ ДРУКУ ТАМПОДРУКАРСЬКИХ МАШИН»	83
Анатолій Гавриш, Тетяна Роїк, Юлія Віцюк, Олена Мельник, Сергій Замулко «ПІДШИПНИКОВІ МАТЕРІАЛИ ДЛЯ ЕКСТРЕМАЛЬНИХ УМОВ РОБОТИ»	84
Василь Струтинський, Оксана Юрчишин «МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В ПРУЖНІЙ СИСТЕМІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА»	86
Сергій Струтинський, Андрій Гуржій «ЗАСТОСУВАННЯ ТЕОРІЇ НЕЧІТКИХ МНОЖИН ДЛЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛЮФТОВИХ З'ЄДНАНЬ В ПРИВОДАХ І ПЕРЕДАЧАХ»	88
Роман Рогатинський, Олена Рогатинська «МОДЕЛЬ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА»	90
Ігор Луців, Іван Дубецький «КІНЕМАТИКА САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНОГО КЛИНОПАСОВОГО ВАРІАТОРА»	92
Надія Хомик, Анатолій Довбуш «ОСОБЛИВОСТІ НАВАНТАЖЕНОСТІ ПРУТКОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ»	93
Ігор Луців, професор; Роман Лещук, доцент; Валерій Буховець «ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ»	96
КОРОТКІ ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ.....	98
ПРИСВЯТА ПАМ'ЯТІ ДУБІНЯКУ С.А.....	121



**Оргкомітет Міжнародної науково-технічної конференції
«Проблеми виготовлення і надійності з гнучким зв'язком»,
присвяченої пам'яті та 70-тій річниці з дня народження
професора Дубиняка Степана Андрійовича**

висловлює щирю подяку спонсорам, які надали фінансову допомогу і матеріальну підтримку в організації та проведенні конференції:

Барчуку Олегу Олександровичу – голові Заліщицької районної державної адміністрації.

Бобрівцю Володимирі Леонідовичу – голові правління ПАТ «Тернопільміськгаз».

Глембі Василю Михайловичу – генеральному директору ТзОВ «Надзбруччя Сервіс»

Гуті Івану Миколайовича – голові наглядової ради Агрохолдингу «МРІЯ»

Калушці Володимирі Павловичу – директору технічного коледжу Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Караванському Олегу Івановичу – голові правління ПАТ «Тернопільгаз».

Кривому Петру Дмитровичу – професору кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Конової Надії Миколаївні – директору НВП «Промтехконструкція». м. Краматорськ.

Луціву Ігорю Володимировичу – завідувачу кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Сусуку Богдану Теодоровичу – голові наглядової ради ПАТ виробничого товариства «Надзбруччя».

Хоміцькому Ігорю Ярославовичу – підприємцеві.

Щиренку Василю Васильовичу – генеральному директору ТОВ «ОСП КОРПОРАЦІЯ ВАТРА».

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми сучасних технологій виготовлення та надійності передач з гнучким зв'язком», присвячена пам'яті та 70-й річниці з дня народження професора Дубиняка Степана Андрійовича

МАТЕРІАЛИ

Підисано до друку 07.12.11 р.
Папір офсетний. Формат 60x90/8
Гарнітура Times. Друк офсетний
Умов. друк. арк. 15,7
Наклад 100 прим.

Видавництво «Крок»
46006, м. Тернопіль, вул. Гайова, 54
Тел. 0969431704