

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Полетучій Олександр Іванович

УДК 621.833.6

ОСНОВИ ТЕОРІЇ І МЕТОДИ РОЗРАХУНКІВ  
ХВИЛЬОВИХ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ  
ІЗ ПІДВИЩЕНИМИ ЯКІСНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Харків 2006

Дисертація є рукопис.

Робота виконана у Національному аерокосмічному університеті ім. М.Є. Жуковського „Харківський авіаційний інститут” Міністерства освіти і науки України, м. Харків.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор,

**Кириченко Анатолій Федорович,**  
Національний технічний університет „Харківський  
політехнічний інститут”, м. Харків,  
професор кафедри нарисної геометрії та графіки;

доктор технічних наук, професор,  
**Утутов Микола Лазаревич,**  
Східноукраїнський національний університет  
ім. Володимира Даля, м. Луганськ,  
професор кафедри машинознавства;

доктор технічних наук, доцент,  
**Куниця Анатолій Васильович,**  
Автомобільно-дорожній інститут Донецького  
національного технічного університету,  
м. Горлівка, Донецька обл.,  
завідувач кафедри транспортних технологій.

Провідна установа: Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного  
НАН України, м. Харків.

Захист відбудеться „\_\_\_” \_\_\_\_\_ р. о 14<sup>30</sup> годині на засіданні спеціалізованої ради Д  
64.050.10 у Національному технічному університеті „Харківський політехнічний інститут” за  
адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21, У2, ауд. 302.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету  
„Харківський політехнічний інститут”.

Автореферат розісланий „\_\_\_” \_\_\_\_\_ р.

В.о. вченого секретаря  
спеціалізованої вченої ради

Бреславский Д. В.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Хвильові зубчасті механізми (ХЗМ) є елементами високих технологій. Їх використання ефективно при створенні нової техніки. Завдяки своїм відомим перевагам ХЗМ знаходять все більше поширення в авіаційно-космічній техніці, робототехніці, приладобудуванні, верстатобудуванні, підйомно-транспортному машинобудуванні, приводах загального призначення та інших галузях.

У розвинутих країнах Заходу ХЗМ широко використовують і ведуть їх дослідження. В СРСР і СНД щодо ХЗМ захищено близько 170 дисертацій, опубліковано більше 2000 наукових робіт та винаходів, видано шість монографій.

Більшість результатів досліджень з ХЗМ (близько 95%) опубліковано в СНД до 1990 р. При цьому публікації в СНД і інших країнах, крім робіт, виконаних у Національному аерокосмічному університеті „ХАІ”, стосуються здебільшого найпростішого ХЗМ, який містить одне гнучке колесо, одне жорстке колесо, генератор хвиль із підшипником кочення. Провівши велику кількість експериментів на більш як 200 хвильових механізмах, ми встановили, що можливості підвищення якісних характеристик відомих ХЗМ практично вичерпані, тому що їх геометрія зачеплення та конструктивні параметри стали близькими до оптимальних. Однак протягом останніх десятиріч різко зросла необхідність підвищення навантажувальної здатності, швидкохідності, крутної жорсткості, ККД, розширення кінематичних можливостей та зниження інерційності приводів при одночасному зменшенні їх габаритних розмірів, маси, енергоспоживання і вартості. В зв'язку з цим у „ХАІ” почали розробляти нові хвильові механізми, на які здобувачем було одержано 78 авторських свідоцтв і патентів України на винаходи. В них було запропоновано для підвищення навантажувальної здатності включати в одночасну роботу два гнучких колеса, для підвищення швидкохідності використовувати в генераторах хвиль гідростатичні й газостатичні підшипники, для розширення кінематичних можливостей використовувати здвоєні хвильові зубчасті передачі із синхронізаторами обертання генераторів хвиль. Але крім створення нових хвильових механізмів виникла проблема розробки основ теорії та методів розрахунків цих механізмів.

Тому створення нових прогресивних конструкцій хвильових механізмів, які мають підвищені навантажувальну здатність, швидкохідність, крутильну жорсткість, ККД при розширених кінематичних можливостях і малій інерційності, що суттєво (в рази) підвищують технічний рівень приводів, а також розробка основ теорії та методів розрахунків цих механізмів стали актуальною народногосподарською проблемою, що і визначило актуальність даної дисертаційної роботи.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота підготовлена на кафедрах „Деталі машин і ТММ” і „Теоретична механіка і машинознавство” Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського „ХАІ” (НАКУ „ХАІ”) в період з

1976 по 2005 рр. при виконанні робіт із держбюджетної тематики. До 1991 р. роботи виконувались згідно планів і рішень Мінвузу СРСР. В період з 1991 по 2005 рр. дисертаційна робота готувалась при виконанні робіт щодо держбюджетної тематики згідно із координаційним планом Міністерства освіти і науки України № 47 „Теоретичні основи проектування та створення перспективної авіаційно-космічної техніки”, який включає в себе такі теми:

1. Г5-207-56/93 „Розробка та дослідження механічних передач і вузлів тертя із підвищеним ресурсом” (№ ДРО94U014836).

2. Г-207-25/96 „Розробка та дослідження опорних вузлів і механічних передач для двигунів та агрегатів авіаційно-космічної техніки” (№ ДРО197U015827).

3. Г-203-12/00 „Математичні методи розрахунку і створення нових конструкцій високоефективних вузлів і механічних передач літальних апаратів” (№ ДРО100U003451).

4. Г-202-20/2003 „Разработка математических моделей сложных механических систем импульсного действия” (№ ДРО103U004088).

Здобувач взяв участь у виконанні цих науково-дослідних робіт як ведучий науковий співробітник.

**Мета і задачі дослідження.** Мета роботи полягає в розв’язанні важливої народногосподарської проблеми – створення високоефективних хвильових зубчастих механізмів шляхом розробки нових схем, теорії та методів розрахунків цих механізмів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

– провести аналіз існуючих схем ХЗМ, критеріїв їх працездатності, якісних характеристик, теорії, методів розрахунків і визначення експлуатаційних можливостей з урахуванням вимог сучасної техніки і технології;

– розробити нові схеми ХЗМ, які мають підвищені навантажувальну здатність, швидкохідність, крутну жорсткість, ККД та розширений кінематичний діапазон;

– розробити комплекс взаємозв’язаних математичних моделей, які враховують несучу здатність генераторів із гідро- та газостатичними підшипниками ковзання і кочення; наявність одного або двох гнучких коліс; сили, які виникають у зачепленні, геометрію зачеплення та конструктивні параметри механізмів;

– розробити схеми, основи теорії та методи розрахунків ЗХЗП для малих передаточних відношень;

– розробити технічну документацію та виготовити дослідні зразки нових хвильових механізмів, методики їх випробування; проектування та виготовлення стендів; проведення експериментальних досліджень працездатності ХЗМ;

– розробити основи теорії, методи розрахунків і провести експериментальні дослідження ККД, граничного крутильного моменту, крутильної жорсткості й пружного мертвого ходу запропонованих здобувачем і відомих ХЗМ;

– уточнення розрахункової моделі інерційності ХЗМ із кулачковими та дисковими генераторами хвиль;

– розробити методи та програми проектного і перевірного розрахунків ХЗМ з одним та двома гнучкими колесами, із генераторами кочення та ковзання із основних критеріїв працездатності.

**Об’єкт дослідження** – процеси та явища в хвильових зубчастих механізмах, які впливають на якісні характеристики і конструкцію.

**Предмет дослідження** – розроблені автором і відомі хвильові зубчасті механізми із двома гнучкими колесами при генераторах ковзання та кочення, основи їх теорії, методи розрахунків і головні якісні характеристики: навантажувальна здатність, швидкохідність, крутильна жорсткість, ККД, кінематичні можливості та інерційність.

**Методи досліджень.** У дисертації використовувалися теоретичні та експериментальні методи досліджень. В їх основу покладені методи математичного та фізичного моделювання хвильових зубчастих механізмів. При розробці математичних моделей хвильових зубчастих механізмів із генераторами ковзання (гідро- то газостатичними) і кочення застосовувались фундаментальні закони гідро- і газодинаміки, термодинаміки, будівельної механіки, теорії пружності, методи математичного аналізу, диференціальної геометрії та зачеплень, числові методи розв’язання задач на ЕОМ.

У процесі розробки математичних моделей ККД, граничного обертального моменту, крутильної жорсткості та інерційності хвильових зубчастих механізмів використовувалися методи механіки машин, теорії тертя, змащення, пружності, опору матеріалів та інш.

Експериментальні методи випробувань реальних хвильових зубчастих редукторів проводились згідно із вимогами ГОСТ 27.410-87 та іншими з надійності, шумових характеристик і т. п. Крім цього, використовувалися методи: тензометрування (визначення переміщень гнучких коліс), магнітоіндукційний (вимір частоти обертів), динамометричний (визначення реактивних моментів на вузлах приводу).

**Наукова новизна одержаних результатів.** У дисертації особисто здобувачем вперше одержані такі оригінальні наукові результати, які виносяться на захист:

– розроблено принципи і методологія створення нових вискоефективних хвильових зубчастих механізмів;

- розроблено розрахункові моделі хвильових механізмів, які включають у себе комплекс взаємозв'язаних математичних моделей вищого та нижчого рівнів з урахуванням геометричної нелінійності системи, сил жорсткості, конструктивних і геометричних параметрів механізмів;
- розроблено об'єднані теорії й розрахункові моделі навантажувальної здатності генераторів хвиль із гідростатичними та газостатичними підшипниками ковзання;
- розроблено експериментально перевірені основи теорії і розрахункова модель нової, запропонованої здобувачем, здвоєної хвильової зубчастої передачі для малих передаточних відношень (ЗХЗП), яка враховує кінематику, геометрію зачеплення і силову взаємодію ланок; при цьому запропонована та обґрунтована нова форма деформування гнучкого елемента;
- розроблено експериментально перевірені теорії та методи розрахунків ККД, граничного моменту та крутної жорсткості хвильових механізмів при врахуванні практично всіх конструктивних і геометричних факторів;
- удосконалено відомий метод розрахунку сил, які діють у зачепленні, стосовно ХЗМ із двома гнучкими колесами, генераторами ковзання та кочення;
- удосконалено відомий метод розрахунку інерційності хвильових механізмів, який враховує конструктивні параметри генераторів хвиль, кінематику, типи та матеріали підшипників, тіл кочення, сепараторів;
- синтезовано, теоретично і експериментально обґрунтовано нові, запропоновані нами, хвильові зубчасті механізми з генераторами ковзання та кочення з одним і двома гнучкими колесами, які мають підвищені навантажувальну здатність, швидкохідність, крутну жорсткість при високих ККД і розширеному діапазоні передаточних відношень від  $i \geq 35$  до безмежності.

**Практичне значення одержаних результатів** полягає в тому, що вирішена важлива народногосподарська проблема:

- створені нові високоефективні хвильові зубчасті механізми конкурентноспроможні на світовому рівні, придатні для серійного виробництва і експортних поставок, які можуть суттєво підвищити технічний рівень приводів у ракетно-космічній та авіаційній техніці, в системах слідкування та наведення, в роботах, верстатах та інших механотронних системах, в інструментах, приводах загального призначення і т. ін.;
- проведено дослідно-конструкторські роботи від ідей до технічної документації кількох ХЗМ, виготовлення їх натурних зразків, розроблено методики випробувань та експериментальні стенди, які дають можливість здійснювати випробування в широкому діапазоні навантажень і швидкостей;
- розроблені та впроваджені в практику інженерні методики та програми для ЕОМ розрахунків у ХЗМ з одним і двома гнучкими колесами, з генераторами кочення і ковзання, при різних геометрії зачеплень і конструктивних параметрах, які дозволяють на стадії проектування одержувати розміри механізмів;

– результати дисертаційної роботи реалізовані при створенні нової техніки в Харківському агрегатному конструкторському бюро, в АНТК ім. Антонова (м. Київ), на ВО „Завод ім. Малишева” (м. Харків), на Державному науково-впроваджувальному підприємстві „Механіка машин” (м. Харків), а також у навчальному процесі НАКУ „ХАІ”.

**Особистий внесок здобувача.** Здобувач особисто сформулював і вирішив наукогосподарську проблему, яка включає в себе нові концепцію, принципи, методи та методики, гіпотези та математичні моделі, що є науковою основою методології створення нових високоефективних хвильових зубчатих механізмів із підвищеними якісними характеристиками.

Здобувач розробив математичні моделі гідростатичних і газостатичних генераторів, хвильових передач для малих передаточних відношень, ККД, граничного моменту, крутильної жорсткості та інерційності хвильових зубчастих механізмів.

Крім того, здобувач особисто запропонував нові хвильові зубчасті механізми, захищені авторськими свідоцтвами та патентами України на винаходи. Під його керівництвом було організовано першу в Україні науково-технічну лабораторію хвильових передач, яка сьогодні є однією з кращих на теренах СНД.

У працях із співавторами здобувачу особисто належать постановка задач, обґрунтування методології досліджень, формування математичних моделей, участь у розв’язанні систем рівнянь, аналіз та узагальнення теоретичних положень і результатів досліджень.

**Апробація роботи.** Основні положення та висновки дисертаційної роботи докладені, обговорені та схвалені на всесоюзних, міжнародних та республіканських науково-технічних конференціях: „Новые технологии и робототехнические комплексы при производстве авиационной техники” (м. Харків, 1991 р.); „Совершенствование энергетических и транспортных турбоустановок методами математического моделирования, вычислительного и физического экспериментов” (м. Харків, м. Зміїв, 1994 р.); „Нетрадиционные источники, передающие системы и преобразователи энергии” (м. Харків, 1997, 1999 рр.); „Проблемы качества и долговечности зубчатых передач редукторов, их деталей и узлов” (м. Севастополь, 1999-2003 рр.); „Новые технологии в машиностроении” (м. Харків, с. Рибаче 1999-2002 рр.); „Сучасні проблеми машинознавства” (м. Луганськ, 2003 р.); „2-й Міжнародний з’їзд з теорії механізмів і машин” (м. Харків, 2005 р.); семінари кафедр „Теорії машин і механізмів і деталей машин” та „Теоретична механіка і машинознавство” НАКУ „ХАІ” (м. Харків, 1989-2005 рр.).

**Публікації.** За результатами проведених у дисертаційній роботі досліджень здобувачем опубліковано 34 наукові праці, серед яких 1 монографія й 3 авторські свідоцтва на винаходи (20 праць без співавторів), 30 наукових праць опубліковано у фахових виданнях ВАК України.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається із вступу, 9 розділів, висновків і 2-х додатків. Повний обсяг дисертації становить 370 сторінок, з яких 23 ілюстрації і 4 таблиці на

окремих сторінках, 114 ілюстрацій та 18 таблиць за текстом, 2 додатки на 19 сторінках, список використаних літературних джерел з 280 найменувань на 28 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** сформульована наукова проблема, обґрунтована актуальність теми, визначені об'єкт, предмет дослідження, встановлені мета і задачі дослідження, визначені наукова новизна і практична цінність отриманих результатів.

**У першому розділі** на основі експериментів і досвіду експлуатації визначені і описані основні критерії працездатності й якісні характеристики ХЗМ.

Основні критерії працездатності: міцність гнучкого колеса; ресурс підшипників генераторів хвиль; жорсткість ланок; зносостійкість бічних поверхонь зубців; теплостійкість; вібростійкість.

Основні якісні характеристики: передаточне відношення; ККД; номінальний момент; граничний момент; крутильна жорсткість і пружний мертвий хід; інерційність; повна кінематична похибка; статичний момент зрушення.

Наведено основні схеми генераторів хвиль і дано порівняння найбільш часто використовуваних кулачкових генераторів хвиль із підшипниками кочення та ковзання (рідинними і газовими). Показано, що кожний з них має переваги за певних умов експлуатації. Так, наприклад, генератор із підшипником кочення раціонально застосовувати при швидкостях 10...20 м/с. При більш високих швидкостях необхідно переходити на генератори із підшипниками ковзання.

Аналіз публікацій щодо ХЗМ дозволив установити такі напрямки їхніх досліджень: схеми і конструкції ХЗМ; кінематика; геометрія зачеплення; силова взаємодія ланок; напружено-деформований стан елементів конструкцій ХЗМ і в першу чергу, гнучкого елемента; ККД; граничний крутильний момент; крутильна жорсткість і пружний мертвий хід; інерційність; динаміка; точність і т. ін.

Найбільший внесок у дослідження ХЗМ зробили наукові колективи, що очолювали Є. Г. Гінзбург, О. Ф. Крайнев, М. М. Іванов, С. А. Шувалов та ін.

Розглянуті напрямки досліджень ХЗМ показали, що опубліковані результати щодо кінематики, геометрії зачеплення і напружено-деформованого стану розроблені досить повно і подають необхідну інформацію для проектування і промислового освоєння ХЗМ. У той же час інші з перерахованих напрямків вивчені недостатньо.

Здобувачем визначені як найважливіші, від яких буде залежати розвиток ефективності ХЗМ і що складають предмет дисертаційного дослідження, такі напрямки: підвищення навантажувальної здатності, швидкохідності, ККД, граничного крутильного моменту, крутильної жорсткості, малої інерційності й розширення кінематичних можливостей хвильових зубчастих механізмів з одним і двома гнучкими колесами, з генераторами кочення і ковзання, при рідинному і газовому змащенні



останніх.

Об'єктом досліджень відповідно до прийнятих напрямків досліджень вибрані процеси і явища у відомих і розроблених здобувачем хвильових зубчастих механізмах (рис. 1, 2), які відрізняються використанням двох гнучких коліс для підвищення навантажувальної здатності, крутильної жорсткості і швидкохідності; генераторів з підшипниками ковзання для підвищення швидкохідності; здвоєних хвильових механізмів для розширення можливого діапазону передаточних відношень. На рис. 1, 2 позначено: 1 – генератор хвиль, 2 – гнучкий елемент, 3 – жорстке колесо.

**В другому розділі** наведені теорія та методи розрахунків ХЗМ із генераторами рідинного тертя і кочення при двох гнучких колесах. ХЗМ з одним гнучким колесом вважаємо окремим випадком розглянутих механізмів.

Розрахунок ХЗМ із різними типами генераторів складний, тому виникає необхідність створення математичних моделей двох рівнів: модель вищого рівня, що враховує всі основні фактори, і модель нижчого рівня, адекватну реальному об'єкту, але таку, що утримує більше число допущень.

При створенні математичних моделей ХЗМ необхідно: прийняти розрахункову схему гнучкого елемента; провести аналіз силових факторів, що діють у механізмі; дослідити несучу здатність підшипника ковзання генератора; установити реакції в генераторі із підшипником кочення; визначити сили в зачепленні.

Важливою особливістю розроблених здобувачем математичних моделей є сталість форми деформування гнучкого елемента, що визначає основні якості ХЗМ.

При складанні розрахункової схеми гнучкого колеса скористаємося пропозицією В. Л. Бідермана, при відповідних допущеннях і уявимо гнучке колесо як сполучення циліндричної оболонки і зубчастого вінця, що розглядається як кільце. Вплив оболонки враховуємо додаванням до кільця пояса з деякою еквівалентною жорсткістю.

Момент інерції еквівалентного кільця як системи

(1)

Якщо гнучкий елемент складається з декількох, наприклад двох, гнучких коліс, то момент інерції такої системи

(2)

У такий спосіб гнучкий елемент уявляємо як тонкостінне кільце, навантажене у своїй площині. Напруження і переміщення розподіляються рівномірно по ширині, а рішення зводиться до плоскої задачі. Доцільність такої заміни пояснюється пошуком компромісу між складністю поставленої задачі й одержанням конкретного числового рішення.

Диференціальне рівняння пружної лінії плоского кільця

(3)

Для вирішення рівняння (3) застосуємо метод розкладання заданих сил у ряди Фур'є. Виконавши перетворення, одержимо залежності для визначення радіальних  $w$  і окружних  $v$  переміщень. Помилка рішення цього рівняння – 0,01% при 10 членах ряду.

(4)

Працездатність ХЗМ можна оцінити, знаючи сили, що діють на його ланки. На рис. 3 і 4 показані сили, що виникають у ХЗМ при генераторах ковзання і кочення.

У правій частині рівняння (3) і позначають радіальні й дотичні навантаження, що сприймає гнучкий елемент. При генераторі рідинного тертя

$$; , \quad (5)$$

де — сили пружності; , — радіальні й тангенціальні складові сил зачеплення; , — радіальні й тангенціальні складові сил інерції; — розподілені сили від тиску рідини; — сила гідродинамічного тертя.

При генераторі кочення

$$; , \quad (6)$$

де , — реакції від тіл кочення; — сили тертя.

$$; , \quad (7)$$

де — щільність; — ширина кільця; — товщина кільця; — діаметр отвору в кільці.

$$\text{Рівновага гнучкого елемента в моментах} . \quad (8)$$

При генераторі ковзання

(9)

При генераторі кочення

(10)

де — крутильний момент на тихохідному валу.

Задача визначення сил, що діють з боку генератора ковзання на гнучке колесо, зводиться до функції розподілу тиску в шарі мастильного матеріалу

$$. \quad (11)$$

Для визначення цієї функції скористаємося рівнянням руху (Нав'є–Стокса) і нерозривності

$$; . \quad (12)$$

У розрахунковій моделі прийняті такі допущення: генератор хвиль — абсолютно твердий і гладкий кулачок; гнучкий елемент — нерозтяжні, тонкі й ізотропні кільця, що деформуються спільно; справедлива лінійна теорія деформування гнучких коліс і гіпотеза нескривленості твірної; мастильний матеріал — нестислива ньютонівська рідина; теплоємність і щільність мастильного матеріалу вважаються постійними; режим течії мастильного матеріалу стаціонарний.

Тоді рівняння (12) зводиться до рівняння Рейнольдса

$$, \quad (13)$$

де  $r$  — радіус поверхні ковзання недеформованого гнучкого колеса;  $h$  — зазор у підшипнику ковзання генератора;  $\omega$  — кутова швидкість обертання генератора при нерухомому гнучкому елементі;  $p$  — тиск у шарі мастильного матеріалу;  $\lambda$  — коефіцієнт динамічної в'язкості;  $\alpha$  — коефіцієнти турбулентності, отримані В. Н. Константинеску.

$$\begin{aligned} & \lambda_1 = 0,3164 \cdot \text{Re}^{-0,25} \\ & \lambda_2 = 0,0456 \cdot \text{Re}^{-0,72} \end{aligned}$$

де  $\text{Re}$  — число Рейнольдса;  $\nu$  — кінематична в'язкість мастильного матеріалу.

Для ламінарної ізотермічної течії мастильного матеріалу параметри  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  з рівняння (13) виключаються.

При розв'язанні рівняння Рейнольдса як граничні умови для тисків приймають тиск у камерах. Для їхнього визначення будемо розглядати баланс витрат через дроселі і зазор (див. рис. 5)

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (14)$$

Виконавши необхідні перетворення, одержимо рівняння (13) у безрозмірному вигляді

$$(15)$$

Граничні умови для рівняння Рейнольдса

$$(16)$$

Рівняння (15) при ізотермічній постановці будемо вирішувати із застосуванням скінченнорізницевої схеми. При цьому похідні замінимо скінченнорізницеви операторами з використанням п'ятиточкового шаблону. Для визначення сіткової функції  $P_{i,k}$  застосуємо метод простих ітерацій.

При розв'язанні рівняння Рейнольдса в неізотермічній постановці необхідно враховувати зміну в'язкості внаслідок збільшення температури на поверхні тертя. Указане збільшення температури можна визначити, вирішуючи рівняння теплового балансу, що базується на законі збереження енергії.

Запишемо рівняння теплового балансу

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (17)$$

де  $Q_1$  — витрати на поверхні тертя;  $Q_2$  — витрати на поверхні ковзання;  $Q_3$  — витрати на поверхні підшипника.

Для знаходження поля температур у всіх перерізах підшипника нами запропоновано використовувати як граничну умову по координаті  $z$  розв'язання одномірної задачі для серединного перерізу генератора

$$(18)$$

Розв'язуючи рівняння числовим методом, одержимо поле температур, що служить для розрахунку фактичної в'язкості мастильного матеріалу, яку враховують при розрахунку рівняння

Рейнольдса.

Для розв'язання рівняння Рейнольдса скористаємося скінченнорізницеvim методом у сполученні з методом прогонки.

Підсумовуючи викладене вище, можна стверджувати, що для забезпечення заданої форми деформування гнучкого елемента при кулачковому генераторі з підшипником рідинного тертя необхідно спільно розв'язати рівняння пружної лінії, Рейнольдса, енергії, витрат і статичної рівноваги системи (рівняння наводять у зазначеній послідовності):

$$\begin{aligned} & ; \\ & ; \\ & ; \\ & ; \end{aligned} \quad (19)$$

Наведену систему рівнянь (19) розглядаємо як математичну модель вищого рівня. Наближена математична модель (нижчого рівня) базується на допущенні, що процес течії мастильного матеріалу в підшипнику генератора ізотермічний і ламінарний, тому в рівняннях системи (19) не враховуємо зміну в'язкості і турбулентність.

Для визначення реакцій у підшипнику кочення генератора і сил у зачепленні у ХЗМ з одним гнучким колесом застосуємо розроблений С. А. Шуваловим метод, оснований на використанні енергії деформації. У нашій роботі зазначений метод удосконалено при розрахунку генератора з підшипником ковзання і для ХЗМ із двома гнучкими колесами. При дослідженні ХЗМ з одним гнучким колесом враховано більше число факторів.

Розглядається “кусочно-лінійна” розрахункова модель, для якої визначають енергію деформації від зовнішніх силових факторів

$$, \quad (20)$$

де  $i$  — переміщення в генераторі й у зачепленні.

Відповідно до методу С. А. Шувалова для визначення реакцій у генераторі необхідно знати сумарні переміщення в середньому перерізі зубчастого вінця гнучкого колеса і сили в зачепленні.

Для визначення сил у зачепленні застосуємо метод можливих переміщень зубів.

Сила в  $m$ - й точці системи дорівнює

$$, \quad (21)$$

де  $\beta$  — податливість  $m$ - й точці системи;  $\delta$  — бічний зазор (із плюсом) чи (з мінусом) у зубах;  $\delta_0$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  — зміна зазору в зубцях від їхніх контактних переміщень, перекоосу, вигину від моменту як балочок і розтягання.

Можливі зазори в зачепленні —  $\delta$ . У тих зубцях, де мають місце від'ємні зазори, виникають сили від зачеплення. Для визначення податливості  $m$ - й точки до кожного зубця, де має з'являтися

реакція, прикладаємо одиничну силу. Далі розв'язуємо одну з наведених вище систем рівнянь, знаходимо переміщення точок прикладання одиничних сил. Ці переміщення і є податливістю системи для кожної точки виникнення сил у зачепленні. Зазори визначалися по вершинах зубців при просторовому зачепленні. Для визначення сил, що діють з боку генератора з підшипником ковзання, необхідно знайти функцію розподілу тиску в шарі мастильного матеріалу (11), вирішивши рівняння (13).

Переміщення на генераторі з підшипником кочення, де — сумарні переміщення системи. Знаючи податливість генератора, методом послідовних наближень знаходимо .

Розглядаючи розрахункову модель ХЗМ із генератором кочення, важливо відзначити, що задачі забезпечення заданої форми деформування і визначення сил взаємозалежні. Для їхнього розв'язання необхідно спільно розглянути систему рівнянь, в яку входять рівняння пружності, статичної рівноваги системи й енергії деформації. Ця система рівнянь для ХЗМ із двома гнучкими колесами має вигляд

$$; \quad (22)$$

У (22) і — обертальні моменти, які передають внутрішнє та зовнішнє гнучкі колеса, відповідно.

**У третьому розділі** наведені теорія і розрахункова модель несучої здатності підшипників ковзання генераторів хвиль при газовому змащенні.

Уже при швидкостях  $V > 80 \dots 100$  м/с у генераторах рідинного тертя виникають великі енергетичні втрати.

При цьому необхідно переходити на газостатичні підшипники, тому що в'язкість газу в 100 і більше раз менше в'язкості рідин.

Газостатичний підшипник є аналогом гідростатичного підшипника. Однак у першому випадку на кулачку виконують камери, а в другому — кілька рядів отворів наддуву (рис. 6), що забезпечує зменшення витрат, оскільки газ — стисливе середовище.

Течію газу по радіусу (вісь  $y$ ) не враховуємо.

З урахуванням прийнятих допущень рівняння Нав'є–Стокса і нерозривності для двовимірної течії газу приводяться до рівняння Рейнольдса, що у тій області, де немає підведення мастильного матеріалу в циліндричній системі координат, набуває вигляду

$$. \quad (23)$$

Зміна теплоємності мастильного матеріалу підшипника описується рівнянням припливу тепла

(24)

де — теплоємність при постійному тиску; — температура; — коефіцієнт теплопровідності; — швидкість об'ємної деформації; — дисипативна функція.

Зміна теплового потоку за одиницю часу, віднесена до одиниці об'єму:

(25)

де — тепловий потік; — внутрішня енергія.

Підведення тепла до частки газу мастильного шару здійснюється шляхом теплопровідності від інших часток і виділенням тепла в результаті тертя. У цьому випадку рівняння енергії набуває вигляду

(26)

У рівнянні (26) ліва частина характеризує зміну внутрішньої енергії мастильного матеріалу і роботу деформації.

Задача устанавлення функції розподілу тиску по опорній поверхні генератора зводиться до спільного розв'язання рівняння Рейнольдса і енергії. Для цього необхідні залежності, що пов'язують властивості мастильного матеріалу між собою. Їх можна подати в такий спосіб: ; ;

; , де — ентальпія.

Визначити тиск газу в камерах генератора можна, скориставшись рівнянням Рейнольдса у формі

(27)

де — нормальна складова швидкості газу до поверхні гнучкого колеса. Величина відмінна від нуля в області підведення газу (на площадці, що займає кожна камера підведення).

Інтегруємо рівняння (27) по елементарному об'єму мастильного шару, утвореному елементарною площадкою на поверхні генератора  $S$  (рис. 7), обмеженої контуром  $\Gamma$ , і поверхнями, що проходять через контур  $\Gamma$  і перпендикулярні до  $S$ .

Застосовуючи теорему Гаусса–Остроградського і з огляду на сталість тиску, щільності і в'язкості поперек мастильного шару, одержуємо

(28)

де — орт зовнішньої нормалі до контуру  $\Gamma$ ;  $i$  — орти координатних ліній  $x$  і  $z$ .

Витрата через дросель визначаємо за залежністю:

(29)

де — коефіцієнт утрат.

Підставляючи вираз (29) у рівняння Гаусса–Остроградського, приводимо його до безрозмірного вигляду і записуємо в різницевій формі. Отриману систему рівнянь вирішуємо в різницевій формі. При цьому визначаємо величини тисків у вузлах розмірної сітки, що є граничною умовою при розв'язанні рівняння Рейнольдса.

Рівняння енергії в безрозмірному вигляді

(30)

де — безрозмірні коефіцієнти.

При розв'язанні виразу (30) одержуємо систему рівнянь, граничними умовами для розв'язання яких прийнята ентальпія газу в живильних камерах. Згадана система рівнянь розв'язується числовими методами разом із розв'язанням рівняння Рейнольдса.

Для спрощення задачі сили в зачепленні можна визначити приблизно за методом професора М. М. Іванова на основі експериментів. Експериментальні графіки навантаження на зубці приблизно апроксимуються графіком на рис. 8, де позначено: — розподілене окружне навантаження на одиницю ширини зубчастого вінця; — відповідне радіальне навантаження; — кут профілю зуба.

Величина пов'язана з моментом навантаження передачі залежністю

Після інтегрування знайдемо

Сумарне радіальне навантаження на генератор

Очевидно, що для нормальної роботи передачі з газостатичним генератором необхідно, щоб у робочому зазорі його підшипника розподіл сил тиску було близьке до .

Графік сил має характерний вигляд (рис. 9, крива 1). Графік сил має бути розташований якнайближче до графіка .

**У четвертому розділі** викладено синтез здвоєних хвильових зубчастих передач (ЗХЗП). Вони розширюють кінематичні можливості хвильових механізмів, тому що дозволяють реалізувати передаточні відношення  $i \geq 35 \dots 80$ . Потреба в таких передачах у СНД складає більш 20% від загального числа редукторів. Черв'ячні передачі в цьому випадку мають низький ККД, а планетарні – складну конструкцію.

Першу схему ЗХЗП (рис. 10, а) запатентував W. Musser. Однак вона могла передавати тільки 10...15% від номінального моменту внаслідок зниженої радіальної жорсткості системи в зоні другого жорсткого колеса, що призводило до проскакування зубців. Ми запропонували в цій зоні встановити генератор, що є пасивним (див. рис. 10, б). Така передача добре працювала при усталеному русі. При динамічних режимах (розгін і вибіг) внаслідок інерційності відбувалася неузгодженість обертання генераторів і також виникало проскакування зубців. Вирішенням

питання з'явилося використання синхронізатора обертання генераторів хвиль (див. рис. 10, в). У такий спосіб здобувачем був створений новий хвильовий механізм для малих передаточних

відношень.

Передаточне відношення ЗХЗП

(31)

За умови, що передаточне відношення синхронізатора дорівнює одиниці, передаточне відношення від генератора до вала синхронізатора

(32)

Були розглянуті силові (обертальні моменти) і геометричні (зачеплення) параметри ЗХЗП.

Дослідження руху розглянутого механізму під дією заданих моментів проводимо за допомогою рівняння Лагранжа другого роду у вигляді

(33)

де — кінетична енергія системи; — потенційна енергія системи; — узагальнена координата; — узагальнена сила, що відповідає узагальненій координаті.

Узагальнені координати системи (див. рис. 11): — кут повороту генератора ; — кут повороту генератора ; — кут повороту гнучкого колеса Г на ділянці його зіткнення з генератором ; — кут повороту гнучкого колеса на ділянці його зіткнення з генератором ; — кут повороту жорсткого колеса Ж.

Узагальнені сили: відповідає рушійний момент ; — реактивний момент , що діє з боку нерухомого жорсткого колеса на гнучке колесо; — момент корисного опору (спрямований проти обертання веденого жорсткого колеса Ж).

У результаті розв'язання рівняння (33) одержимо, що обертальний момент, що навантажує синхронізатор, пропорційний неузгодженості кутів повороту генераторів і , відповідно і

(34)

а максимальній неузгодженості відповідає

(35)

де — крутильна жорсткість вала синхронізатора. При цьому коефіцієнти

(36)

де — радіальна жорсткість системи в площині генератора ; — радіальна жорсткість системи в площині генератора ; — крутильна жорсткість гнучкого колеса.

Формула (35) дає можливість визначити обертальний момент, за яким можна розрахувати зубчасті передачі і вал синхронізатора.

В даний час вітчизняні дослідники застосовують кулачкові генератори з профілем за законом . Однак ми установили, що при зазначеному законі не забезпечується розрахункова посадка між кулачком і гнучким підшипником, що негативно позначається на роботі останнього у зв'язку з появою збільшених зазорів або натягів.



Довжина кривої, що описує профіль кулачка

(37)

Еквівалентний радіус кулачка , при цьому величина посадки гнучкого підшипника на кулачок , де — радіус внутрішнього діаметра гнучкого підшипника. За умови рівності периметрів кулачка і внутрішнього діаметра гнучкого підшипника отримано, що радіус-вектор кулачка має дорівнювати

(38)

Визначено, що при нульовому зазорі між кулачком і гнучким підшипником

(39)

**У п'ятому розділі** наведені результати числових і фізичних експериментів на хвильових механізмах. Було випробувано більш 200 хвильових механізмів. Досліджувалися ХЗМ із діаметрами гнучких коліс  $D_{\Pi} = 30 \dots 400$  мм. Експериментально доведено адекватність розрахункових моделей реальним ХЗМ.

Як вихідні дані експериментів залежно від моменту на тихохідному валу і частоти обертання при одному і двох гнучких колесах при генераторах ковзання і кочення, прийняті:

1) форма деформування гнучких елементів; 2) витрата мастильного матеріалу (для генераторів ковзання); 3) ККД; 4) граничний обертальний момент; 5) крутильна жорсткість і пружний мертвий хід.

Експерименти виконувалися на спеціальних стендах, розроблених і виготовлених нами для проведення досліджень з даної тематики.

Здійснювалися також випробування працездатності нових ХЗМ і ЗХЗП. Їхня довговічність визначалася числом циклів навантажень основних елементів до руйнувань. Досліди проводилися на натурних зразках.

Експериментальні ХЗМ випробувалися на довговічність при обертальному моменті  $T_2 = 800$  Нм протягом 100 годин, що складало  $10^7 \dots 10^8$  циклів, а напруження згину відповідали перелому кривої витривалості. Після випробувань поломок виявлено не було.

Форму гнучкого елемента визначають значення радіальних зазорів  $h$  між кулачком і гнучким елементом. Тому за розрахунковою моделлю для генератора ковзання визначався зазор  $h$  , а також тиск у мастильному шарі і сили в зачепленнях  $i$  (рис. 12).

Графік зміни зазорів указує на наявність у хвильовому зачепленні зони “прилягання”, розташованої за великою віссю по обертанню генератора, і зони “випучування” перед великою віссю. Поява цих зон пояснюється дією на гнучкий елемент сил з боку зачеплення.

Експериментальні та розрахункові залежності витрати мастильного матеріалу від навантаження на передачу показані на рис. 13.

Розбіжність дослідних і розрахункових значень витрат складає 12...17%, що можна пояснити зміною зазорів  $h$  при зміні фактичної  $w$ .

Згідно з теорією, викладеною в розділі 5, були виконані розрахунки сил у зачепленні й у генераторі з кульковим підшипником. Для ХЗМ із  $i = 86$  графіки результуючих сил у зачепленні і сумарних силах на генераторі показані на рис. 14.

Для визначення сил  $i$  у дисертації запропоновані аналітичні залежності.

У шостому розділі викладені теорія і розрахункові моделі ККД ХЗМ. Їхня відмінність від відомих полягає в практично повному урахуванні основних утрат у механізмі. До цього автори визначали ККД ХЗМ за аналогією з планетарними передачами через коефіцієнт утрат у відносному русі (метод Брандербєргера), що приводило до великих похибок. У ХЗМ із двома гнучкими колесами й у ЗХЗП передана потужність розділяється на два паралельних потоки. За наявності генератора ковзання поділ потужності відбувається тільки в зачепленнях, у механізмі з генератором кочення — на генераторах і в зачепленнях.

При цьому потужність утрат дорівнює:

у ХЗМ із генератором ковзання

(40)

у ВЗП із генератором кочення

(41)

де  $P_{\text{зац}}$  — потужність утрат у зубчастому зачепленні;  $P_{\text{ген}}$  — у генераторі;  $P_{\text{пр}}$  — на прокачування мастильного матеріалу;  $P_{\text{пм}}$  — на перемішування масла;  $P_{\text{оп}}$  — на опорах;  $P_{\text{ст}}$  — у контакті гнучких коліс.

Потужність утрат у зачепленні визначалася з урахуванням навантаження моментом, многопарності контактів і відносної швидкості ковзання зубців.

Сила тертя в генераторі з підшипником ковзання

де  $S$  — поверхня ковзання кулачка генератора;  $\tau$  - дотичні напруження в мастильній плівці.

Розбиваючи поверхню ковзання генератора на елементарні ділянки  $\Delta S$  і заміняючи диференціал по тиску на кінцеву різницю, знаходимо потужність утрат у генераторі

(42)

де  $l$ ,  $r$  — довжина поверхні підшипника ковзання.

Потужність утрат на прокачування мастильного матеріалу визначається залежністю

(43)

де  $\eta_{\text{нас}}$  — ККД системи подачі;  $Q_{\text{пр}}$  — витрата мастильного матеріалу;  $P_0$  — тиск живлення.

Потужність втрат в одному підшипнику кочення, де момент тертя, де  $T_{\text{п}}$  — момент тертя,

що залежить від типу підшипника;  $T_F$  — момент тертя, що залежить від навантаження на підшипник;  $T_{СК}$  — момент тертя, обумовлений мікроковзанням на площадці контакту тіл кочення;  $\mu$ ;  $\mu_0$ ;  $\mu_1$ ,  
 $\mu_2$  — коефіцієнти;  $\mu_0$  — коефіцієнт тертя ковзання;  $F_N$  — нормальне навантаження на тіло кочення;  $\alpha_t$  — параметри плями контакту.

Втрати в підшипниках валів ХЗМ устанавлювалися звичайним способом за умови, що радіальна невривноважена сила на вал  $F_r$ .

Визначалася потужність утрат у стикі гнучких коліс. Розрахунком отримано, що вона складає 0,2% від загальних утрат.

Експериментальні значення ККД ХЗМ із генератором ковзання показані на рис. 15.

З графіків рис. 15 видно, що при  $D_{II} = 120$  мм і  $i = 86$  номінальний момент ХЗМ дорівнює 700...900 Нм.

Дослідження показують, що зі збільшенням частоти обертання зростають утрати на тертя в генераторі і зменшуються утрати на прокачування мастильного матеріалу. Останнє пов'язано із впливом гідродинаміки.

Вивчався вплив мастильного матеріалу, середнього зазору в підшипнику генератора, обертів і навантаження на ККД вузла з урахуванням утрат на прокачування (під вузлом тут і далі розуміється редуктор разом із маслосистемою).

У ХЗМ з одним гнучким колесом при  $i = 99$  експериментально отриманий, максимальний ККД дорівнює 0,838 в діапазоні моментів  $M$ . При двох гнучких колесах встановлено ефект, що максимальний ККД  $\eta = 0,855$  визначається в діапазоні моментів  $M$  (див. рис. 16). Різниця в ККД пояснюється впливом згинальної жорсткості гнучкого елемента.

Досліджувався вплив швидкості генератора із підшипником кочення. Отримано, що оптимальною швидкістю при одному гнучкому колесі є  $V \approx 10$  м/с. При двох гнучких колесах  $V \approx 20$  м/с, що розширює експлуатаційні можливості ХЗМ.

Максимальні ККД ХЗМ і ЗХЗП однакові в межах похибки експерименту.

Максимальні ККД ХЗМ, що має генератори ковзання і кочення, однакові, але досягаються при різних припустимих частотах генератора.

**У цьому розділі** наведені теорія і метод розрахунку граничного обертального моменту ХЗМ ( $M_{gr}$ ) нових хвильових механізмів.

Нами встановлено ефект, що граничний момент при двох гнучких колесах не є сумою двох граничних моментів, а залежить від величини мінімального граничного моменту, що може передати один із контурів, тобто  $M_{gr} = \min(M_{gr1}, M_{gr2})$ , де  $M_{gr1}$  — менший із граничних моментів двох контурів.

Формулу для визначення граничного моменту хвильової передачі з двома гнучкими колесами і

генераторами на підшипниках кочення наведемо в такому вигляді:

$$\dots \quad (44)$$

де  $\dots$ ,  $\dots$ ,  $i$  — приведені коефіцієнти податливості гнучкого елемента, жорстких коліс, генератора і радіальне биття генератора;  $\dots$  — номінальний обертальний момент одного контуру

$$\dots \quad (45)$$

Якщо ХЗМ споряджений генератором із підшипником ковзання, то він є загальним для двох контурів. Тому у (44) замість  $T_{НОМ}$  для ХЗМ з одним гнучким колесом необхідно ставити номінальний момент ХЗМ із двома гнучкими колесами. Він дорівнює

$$\dots \quad (46)$$

У (44)  $\dots$ ,  $\dots$  — товщина стінки, діаметр і довжина гнучкого колеса.

У ЗХЗП необхідно визначати  $T_{гр}$  для кожного із зачеплень. При цьому номінальні моменти ЗХЗП устанавлюються з урахуванням умовних передаточних відношень

$$\dots$$

Розрахунками й експериментами оцінювався вплив геометричних і конструктивних параметрів ХЗМ на рівень  $T_{гр}$ . Установлено, що із підвищенням радіальних деформацій  $w_0$ , глибини заходу зубців  $h_d$  і зменшенням зазору між зубцями  $\Delta$ , а також при збільшенні товщини гнучкого і жорсткого коліс, жорсткості генератора росте. При відповідній комбінації зазначених параметрів граничний момент може перевищити номінальний у шість разів.

Для ЗХЗП слабким елементом по є жорсткість пасивного генератора, яку можна підвищити застосуванням корпусу генератора із підвищеним моментом інерції. Зроблено висновок про раціональність вбудовування пасивного генератора в зубчасті колеса, шківів й ін. У той же час запропонованої нами ЗХЗП із синхронізатором генераторів може в 15 разів перевищувати відомої ЗХЗП.

Розрахунки, експерименти і досвід експлуатації ХЗМ показують, що така якісна характеристика, як  $T_{гр}$ , є дуже важливою. Наприклад, розрахунок може показати задовільні показники щодо міцності від утомленості гнучкого колеса, але якщо  $T_{гр} < T_{НОМ}$ , ХЗМ буде непрацездатним.

**У восьмому розділі** представлені теорія і розрахункові моделі крутильної жорсткості хвильових зубчастих механізмів. Крутильна жорсткість механізмів із двома гнучкими колесами і СЗЗП раніше не досліджувалися, тому наші результати можна вважати новими.

Коефіцієнт крутильної жорсткості

$$\dots \quad (47)$$

Кут — пружний мертвий хід. Він устанавлюється при послідовному реверсивному навантаженні

моментом тихохідного вала і загальмованому валі генератора. У загальному випадку

$$\dots (48)$$

де — кут повороту тихохідного вала внаслідок податливості деякого  $i$ -го елемента. Вперше розглядалося більш 20 пружних переміщень ланок, з'єднань і стиків. До цього дослідники розглядали не більше 10 переміщень.

При одному гнучкому колесі

$$\dots (49)$$

де — кут пружного повороту вала генератора, приведений до тихохідного вала; — кут пружного повороту тихохідного вала; — переміщення шпонкового чи шліцевого з'єднання муфти з валом, приведені до тихохідного вала; — кутові переміщення в кулачковій муфті тихохідного вала; — кут повороту системи елементів, які взаємодіють з одним гнучким колесом, його зачепленням і генератором.

Сумарний кут пружного повороту системи елементів, що взаємодіють з одним гнучким колесом, його зачепленням і генератором, дорівнює

$$\dots (50)$$

де — кут повороту внаслідок радіальних зазорів і податливості в системі гнучке колесо-генератор хвиль; — кут повороту як результат наявності вихідних бічних зазорів між зубцями, що виникають після нарізання гнучкого і жорсткого коліс і складання передачі, а також контактних деформацій, згину, перекосу зубів і розтягання гнучкого колеса; — кут повороту через деформування (розтягання) жорсткого колеса; — кут повороту внаслідок закручення гнучкого колеса; , — кути повороту в результаті податливості кріплення жорсткого і гнучкого коліс.

Сумарні радіальні переміщення

$$\dots (51)$$

де — сумарні радіальні переміщення від контактних деформацій у гнучкому підшипнику (визначаються за теорією Герца при відповідних допущеннях); — контактні переміщення в стиках системи гнучке колесо – генератор хвиль; — початкові зазори в системі кулачок–гнучкий підшипник–гнучке колесо; — радіальний зазор, що з'являється в результаті зносу.

При радіальному зсуві зуба гнучкого колеса  $\delta_\Sigma$  в його контакті із зубом жорсткого колеса з'являється окружний зазор  $j_t$ , що дозволяє системі повернутися на кут .

$$\dots (52)$$

де — середній кут профілю зуба гнучкого колеса.

Тоді кут повороту внаслідок радіальних зазорів і податливості в системі гнучке колесо–генератор хвиль

$$\dots (53)$$

Кут повороту системи через контактну деформацію, згину і перекосу зубців, а також від

розтягання гнучкого колеса визначаємо з урахуванням отриманих значень цих величин:

$$\dots, \quad (54)$$

де — середній окружний зазор у зачепленні, що виникає після нарізання зубців гнучкого і жорсткого коліс і складання передачі; — максимальні переміщення від контактних деформацій зубців; — кутове переміщення зуба при згині як балочки; — зменшення зазору в зубцях від перекосу гнучкого колеса; — зменшення зазору в зубцях від розтягання гнучкого колеса.

Кут повороту системи від деформації жорсткого колеса

$$\dots, \quad (55)$$

де ; — розтягання жорсткого колеса.

Повне закручення гнучкого колеса ,

$$\dots, \quad (56)$$

де — кут закручення оболонки гнучкого колеса; — кутовий зсув дна гнучкого колеса.

Кути повороту в місцях кріплення гнучкого і жорсткого коліс , визначалися як для фланцевого з'єднання штифтами і болтами з урахуванням моменту тертя в стику.

В механізмі із двома гнучкими колесами сумарний кут пружного повороту системи

$$\dots, \quad (57)$$

де , , , — кути повороту вала генератора, тихохідного вала, шпонкових (шліцевих) з'єднань і муфт, що визначаються аналогічно (49)-(54); — сумарний кут пружного повороту системи елементів, які взаємодіють із внутрішнім гнучким колесом, його зачепленням і генератором хвиль; — те ж, але вони взаємодіють із зовнішнім гнучким колесом, його зачепленням і генератором хвиль.

$$\dots, \quad (58)$$

Значення кутів і визначаються за формулами, наведеними вище для , тобто для одного гнучкого колеса, внутрішнього чи зовнішнього, з урахуванням реальних конструктивних параметрів складових елементів контуру й обертального моменту, переданого контуром. Виключення складає визначення кутів повороту системи внутрішнього і зовнішнього гнучких коліс і . У зв'язку з одночасною роботою двох гнучких коліс зазор в їхніх зачепленнях зменшується внаслідок неминучого відносного зміщення цих зачеплень. Приймаємо припущення, що зменшення зазорів відбувається в два рази. Тоді

$$\dots, \quad (59)$$

де можна приймати однаковим для внутрішнього і зовнішнього гнучких коліс, а інші складові визначати при моментах, переданих кожним гнучким колесом.

Крутильний момент, переданий контуром, залежить від кута закручення оболонки гнучкого колеса, параметрів зачеплення і радіальної податливості системи жорстке колесо-гнучке колесо-генератор хвиль.

У загальному випадку

$$\dots, \quad (60)$$

де, — крутильні моменти контурів.

Розрахунками встановлено, що в першому наближенні можна приймати

$$; \quad (61)$$

$$, \quad (62)$$

де, — коефіцієнти сумарних кутів закручення контурів;

$$. \quad (63)$$

Ці коефіцієнти слід визначати зі співвідношень

$$; \quad , \quad \text{де} \quad . \quad (64)$$

У ХЗМ із двома гнучкими колесами при розрахунку сумарних переміщень у стиках  $\delta_{СТ}$  необхідно враховувати контакт гнучких коліс. Цей контакт навантажується зусиллям від моменту. При цьому, , а замість необхідно ставити.

Вираз для кута пружного повороту системи (пружного мертвого ходу) ЗХЗП може бути переписаний в такий спосіб:

$$, \quad (65)$$

де кути закручення, , і визначаються, як для ХЗМ; — приведений до тихохідного вала кут повороту системи елементів, які взаємодіють із першим зубчастим вінцем гнучкого колеса, його зачепленням і активним генератором; — кут повороту системи елементів, що взаємодіють із другим зубчастим вінцем гнучкого колеса, його зачепленням і пасивним генератором.

$$, \quad (66)$$

$$, \quad (67)$$

де, — кути повороту внаслідок радіальних зазорів і податливості в системі гнучке колесо-генератор хвиль, визначаються за (53); , — кути повороту, як результат наявності вихідних бічних зазорів між зубами, а також контактних деформацій, згину, перекоосу зубів і розтягання зубчастого вінця в зачепленнях, ; — кут повороту через розтягання жорсткого колеса з внутрішніми зубцями; — закручення оболонки гнучкого колеса від моменту; — кут повороту як результат розтягання пасивного генератора; , — кути повороту внаслідок податливості кріплення жорстких коліс; — передаточне відношення від генератора до зубчастого вінця, в інших розділах позначено як умовне передаточне відношення.

Для підвищення жорсткості корпуса пасивного генератора слід застосовувати складний переріз. Колові зсуви зубців при розтяганні пасивного генератора і відповідний їм кут повороту системи

$$; \quad . \quad (68)$$

У дисертації наведені й обґрунтовані розроблені нами формули для визначення зазначених вище переміщень.

За викладеною теорією були виконані розрахунки кутів  $\theta$  для експериментальних ХЗМ з

одним і двома гнучкими колесами, що мають  $D_{\Pi} = 120$  мм,  $i = 86$ , при моментах навантаження на тихохідному валу  $T_2$  від 100 до 800 Нм. При  $T_2 = 459$  Нм і одному гнучкому колесі кути повороту різних елементів складають: сумарний кут повороту вихідної ланки —  $10,616'$  (100%); системи внаслідок радіальних зазорів і піддатливості в ланцюзі гнучке колесо-генератор хвиль —  $2,51'$  (23,64%); системи внаслідок зазорів у зачепленні —  $1,594'$  (15,01%); деформації жорсткого колеса —  $1,118'$  (10,53%); закручення гнучкого колеса —  $2,042'$  (19,23%); кріплення гнучкого колеса —  $2,72'$  (25,62%); кулачкової муфти тихохідного вала —  $2,18'$  (20,53%); сумарний кут повороту системи, обмірюваний на тихохідному валу —  $17,684'$  (166,57%). Незазначені кути повороту інших елементів мають значно менші величини.

При  $T_2 = 800$  Нм кут  $\theta$  вихідної ланки при двох гнучких колесах у 1,6 раза менше, ніж при одному гнучкому колесі.

Крутильна жорсткість ЗХЗП у 2,5...1,3 (залежно від моменту) раза менше ХЗМ.

Були проведені численні експериментальні дослідження крутильної жорсткості ХЗМ і ЗХЗП на спеціально створених експериментальних стендах.

На рис. 17 і 18 показані експериментально отримані гістерезисні петлі та розрахункові криві. Було встановлено, що при моментах  $0,05T_{НОМ}$  (паспортна величина) крутильна жорсткість ХЗМ із двома гнучкими колесами в 2,3 раза вище ХЗМ з одним гнучким колесом.

Порівняння експериментальних і розрахункових значень кутів  $\theta$  і відповідних їм коефіцієнтів крутильної жорсткості дозволяє стверджувати, що теорія дає задовільний збіг результатів з експериментом у діапазоні крутильних моментів на тихохідному валу  $T_2 = (0,3...1)T_{НОМ}$  при навантаженні і  $T_2 = (0,22...1)T_{НОМ}$  при розвантаженні передачі. Різниця між експериментальними і розрахунковими значеннями крутильної жорсткості складає від 4 до 21%. При  $T_2 = T_{НОМ}$  похибка складає 10,8%. Однак при моментах менше  $T_2 = T_{НОМ}$  різниця в розрахункових і експериментальних значеннях зростає, що пояснюється впливом зазорів. Тому паспортні значення крутильної жорсткості ХЗМ при малих моментах слід встановлювати експериментально. ЗХЗП має меншу крутильну жорсткість у порівнянні з ХЗМ (при  $T_{НОМ}$  приблизно в 1,6 раза).

**У дев'ятому розділі** викладено розрахункову модель інерційності ХЗМ. При розрахунках динамічних характеристик механізмів необхідно мати значення приведених моментів інерції. Однак у даний час питання про інерційність ХЗМ практично не вивчене, а опубліковані результати розрізняються в 50 разів.

Приведений момент інерції кулачкового генератора , де , , — приведені моменти інерції кулачка з кільцем гнучкого підшипника, тіл кочення і сепаратора.

Приведений момент інерції дискового генератора , де , , — моменти інерції



ексцентрикового вала, дисків, тіл кочення, сепараторів. Основну частину ексцентрикового вала складають ексцентрикові шийки. Їх зміщення дорівнює  $e$ . Момент інерції шийки щодо осі генератора  $J_{0w}$ , де  $J_{0w}$  — момент інерції шийки щодо осі  $e$ ,  $m_c$  — маса шийки.

Запропоновано співвідношення для визначення  $m_w$ ,  $J_{sw}$ ,  $J_{0w}$ ,  $J_s$ ,  $J_{0c}$ ,  $m_c$  залежно від типу й внутрішнього діаметра підшипника та матеріалу сепаратора.

За викладеною вище розрахунковою моделлю були визначені приведені моменти інерції дискового і кулачкового генераторів при різних діаметрах  $D_{\Pi}$  гнучких коліс.

Виконання зазначених розрахунків могло стати можливим за наявності конструктивних параметрів кулачкових і дискових генераторів. Тому для діапазону діаметрів  $D_{\Pi} = 30 \dots 400$  мм були розраховані і сконструйовані ряди кулачкових і дискових генераторів, усього 26 конструкцій.

Розрахунками встановлено, що в кулачковому генераторі, незалежно від діаметра  $D_{\Pi}$ , приведений момент інерції кулачка  $J_{0k}$  складає близько 87,5%, тіл кочення — приблизно 10,5%, сепаратора — небагато більше 2%.

У дисковому генераторі в зв'язку з альтернативним вибором підшипників кочення для дисків спостерігається порівняно великий розкид значень складових приведенного моменту інерції. Найбільшу частку (середнє значення дорівнює 68,75%) має приведений момент інерції ексцентриків  $J_{0e}$ . Щодо середнього значення його коливання відбуваються в межах від  $-9\%$  до  $+7\%$ . У той же час складова моменту інерції дисків  $J_{0D}$  зменшується від 24,5% при  $D_{\Pi} = 30$  мм до 7,9% при  $D_{\Pi} = 400$  мм, а складова тіл кочення  $J_{0w}$  збільшується з 6,5 до 23,7% у тому діапазоні діаметрів  $D_{\Pi}$ .

Розрахунки показують, що приведений момент інерції кулачкового генератора в 5 - 7 раз перевищує момент інерції дискового генератора. У той же час маса останнього в 6 - 4 разів більше маси кулачкового генератора.

## ВИСНОВКИ

На основі комплексних досліджень у дисертації вирішено важливу народногосподарську проблему, що складається в розробці теоретичних основ підвищення навантажувальної здатності, швидкості, крутильної жорсткості і кінематичних можливостей, дослідженні, аналізі й створенні нових хвильових зубчастих механізмів, переважно для авіаційно-космічної техніки, роботів, озброєнь, приладів, верстатів із ЧПУ і т. ін., що забезпечує їхню високу конкурентоспроможність

1. Розроблено від ідей до технічної документації хвильові зубчасті механізми (ХЗМ),

захищені а. с. СРСР і патентами України, що дозволяють у порівнянні з існуючими у світовій практиці хвильовими механізмами забезпечити підвищення навантажувальної здатності в 1,8 - 2 рази, швидкохідності в 5 - 30 разів, крутильної жорсткості – в 2,3 - 1,6 раза.

2. Розроблено від ідеї до технічної документації здвоєну хвильову зубчасту передачу (ЗХЗП) для малих ( $i > 35$ ) передаточних відношень, захищену а. с. СРСР і патентами України, що має навантажувальну здатність в 10 - 15 разів вище в порівнянні з відомою у світовій практиці.

3. Запропоновано збільшення навантажувальної здатності, крутильної жорсткості і ККД досягати включенням в одночасну роботу двох гнучких коліс; підвищення швидкохідності забезпечувати використанням генераторів з підшипниками ковзання, гідростатичними і газостатичними; розширення кінематичних можливостей (зниження передаточного відношення) одержувати шляхом застосування здвоєних хвильових передач із синхронізатором генераторів хвиль.

4. Для запропонованих конструкцій хвильових механізмів розроблено теорію й розрахункові моделі, що включають у себе математичні моделі вищого і нижчого рівнів, програми для ЕОМ та інженерні методики, що враховують форму гнучкого елемента, тип підшипника генератора хвиль (підшипник ковзання чи кочення), навантаження, конструктивні параметри, податливість ланок і геометрію зачеплення, що дозволяє замінити велику частину натурних випробувань віртуальними експериментами, скоротити терміни проектування, прискорити створення нових приводів.

5. Для встановлення навантажувальної здатності генераторів хвиль з підшипниками ковзання спільно вирішено рівняння Рейнольдса, балансу витрати мастильного матеріалу, енергії й статичної рівноваги системи при врахуванні сил у зачепленні і параметрів мастильного матеріалу.

6. Виявлено ефект підвищення ККД і швидкохідності ХЗМ із двома гнучкими колесами при моментах, що перевищують номінальні в 2 - 3 рази. Запропоновано теорію і метод розрахунку ККД, які враховують практично всі втрати в хвильовому механізмі.

7. Встановлено ефекти залежності граничних моментів, що можуть передати ХЗМ і ЗХЗП із двома гнучкими колесами, від величини мінімального граничного моменту одного з контурів, а також того, що граничний момент ЗХЗП визначається жорсткістю пасивного генератора. Розроблено, теорію і методи розрахунків граничних моментів хвильових механізмів із двома гнучкими колесами при генераторах ковзання і кочення. Доведено, що при проектуванні хвильового механізму граничний момент має визначатися в обов'язковому порядку, тому що він може виявитися нижче номінального моменту, згідно з яким розраховують міцність від утомленості гнучкого елемента і механізм буде непрацездатним.

8. Розроблено теорію і метод розрахунку крутильної жорсткості хвильових зубчастих механізмів для слідкувальних приводів, при цьому враховують податливості практично всіх конструктивних елементів, з'єднань і стиків. Установлено факт, що крутильна жорсткість ЗХЗП у

1,6 раза нижче крутильної жорсткості звичайної хвильової передачі.

9. Показано, що приведений момент інерції кулачкових генераторів з підшипниками кочення в діапазоні розмірів гнучкого елемента  $D_{\Pi} = 30 \dots 400$  мм у 18-5 раз вище приведенного моменту інерції дискового генератора. У той же час маса дискового генератора в 6 - 4 рази більше маси кулачкового генератора. Розроблено метод розрахунку приведенного моменту інерції хвильових механізмів, що враховує геометрію, кінематику і конструктивні параметри генераторів хвиль, у тому числі тип, матеріали, конструкцію і розміри тіл кочення і сепараторів підшипників кочення.

10. Проведено порівняння працездатності генераторів із підшипниками кочення і ковзання. Це показало, що останні мають переваги тільки при високих кольових швидкостях ( $V > 20$  м/с).

11. Результати дисертаційної роботи використовуються в практиці проектування в Харківському агрегатному конструкторському бюро, в АНТК ім. Антонова (м. Київ), на ВО "Завод ім. Малишева" (м. Харків), на Харківському державному малому науково-впроваджувальному підприємстві "Механіка машин", а також у навчальному процесі Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського "ХАІ".

### СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Полетучий А.И. Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов: Монография. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т им. Н.Е.Жуковского "ХАИ". – 2005. – 675 с.
2. Зоря В.Г., Полетучий А.И. О возможности применения гидростатических подшипников в генераторах волновых передач // Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. – Х.: Харьк. авиац. ин-т им. Н.Е. Жуковского. – 1977.- Вып.4. – С. 80 – 84.

*Здобувач обґрунтував перспективність використання гідростатичних підшипників для хвильових механізмів і запропонував методику їх досліджень.*

3. Артеменко Н.П., Зоря В.Г., Полетучий А.И. К расчету нагрузочной способности волновых передач с генераторами скольжения // Самолетостроение. Техника воздушного флота. – Х.: Харьк. авиац. ин-т им. Н.Е. Жуковского. – 1979. – Вып.45.- С. 80 – 85.

*Здобувач поставив задачу і взяв участь у розробці теорії хвильової передачі із гідростатичним генератором.*

4. Полетучий А.И., Василенко В.М., Назин В.И. Анализ работоспособности гидростатического генератора волн волновой передачи // Гидростатические подшипники и уплотнения опорных узлов турбомашин: Межвуз.сб.науч.тр. – Х.: Харьк. авиац. ин-т им. Н.Е. Жуковского. – 1990. – С. 10 – 12.

*Здобувач запропонував теорію гідростатичного генератора, основою якої є стабільність*

*форми деформування гнучкого елемента.*

5. Полетучий А.И., Василенко В.М. Упрощенный расчет подшипника скольжения волновой передачи // Гидростатические опоры высокоскоростных роторов и механической передачи: Межвуз. сб. науч. тр. – Х.: Харьк. авиац. ин-т им. Н.Е. Жуковского. – 1991. – С. 10 – 15.  
*Здобувач запропонував основи спрощеної теорії гідростатичного генератора, основою якої є стабільність форми деформування гнучкого елемента.*
6. Полетучий А.И., Заика А.И. Расчет нагрузочной способности волновой передачи с гидростатическим генератором волн // Авиационно-космическая техника и технология. Труды харьковского авиац. ин-та им. Н.Е. Жуковского – Харьков: Харьк. авиац. ин-т. – 1995. – Вып.2. – С. 144 – 150.  
*Здобувач розробив основи теорії навантажувальної здатності хвильової передачі із гідростатичним генератором .*
7. Полетучий А.И., Цуканов Р.Ю. Решение уравнения энергии для масляного слоя подшипника скольжения генератора волновой передачи // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Харьк. авиац. ин-т им. Н.Е. Жуковского. – 1998. – С. 170 – 174.  
*Здобувач поставив задачу та взяв участь у розв'язанні рівняння енергії для гідростатичного підшипника генератора.*
8. Заика О.А., Полетучий А.И. Силовое взаимодействие звеньев волновой передачи с генератором скольжения // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Харьк. авиац. ин-т им. Н.Е. Жуковского. – 1999. – С. 193 – 198.  
*Здобувач поставив задачу та запропонував спрощену математичну модель хвильового механізму із гідростатичним генератором.*
9. Полетучий А.И., Заика О.А., Пшеничных С.И. Стенды для исследования работоспособности волновых передач // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т “Харьк. авиац. ин-т”. – 1999. – Вып. 10. – С. 88 – 96.  
*Здобувач запропонував методіку експериментального дослідження хвильових механізмів і схеми експериментальних стендів.*
10. Полетучий А.И., Шеломов Н.А., Цуканов Р.Ю. Уравнение упругой линии гибкого колеса волновой зубчатой передачи с учетом сил энегии и растяжимости // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”. – 1999. – Вып. 17(4). – С. 106 – 111.  
*Здобувач поставив задачу та взяв участь у розв'язанні рівняння пружної лінії гнучкого елемента.*
11. Полетучий А.И. Некоторые вопросы теории волновой зубчатой передачи с генераторами скольжения // Вестник Харьк. политехн. ун-та: Сб. науч. тр. – Х.: ХГПУ, 1999. – Вып. 50. – С.

86 – 94.

12. Полетучий А.И., Малашенко Л.А., Цуканов Р.Ю. Решение тепловой задачи волновой передачи с генератором скольжения // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т им. Н.Е.Жуковского “Харьк. авиац. ин-т”. – 1999. – Вып. 14. – С. 119 – 122.  
*Здобувач поставив задачу та взяв участь у розв’язанні теплової передачі із генератором ковзання .*
13. Полетучий А.И. Расчетная схема гибкого элемента волновой зубчатой передачи (ВЗП) // *Вісник Східноукраїнського національного університету*. – Луганськ: Східноукр. нац. ун-т. – 2000. – Вип. 9(31). – С. 106 – 113.
14. Полетучий А.И. Расчет синхронизатора сдвоенной волновой зубчатой передачи // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т им. Н.Е.Жуковского “Харьк. авиац. ин-т”. – 2000. – Вып. 18. – С. 154 - 160.
15. Полетучий А.И. КПД волновой зубчатой передачи (ВЗП) с двумя гибкими колесами // *Вестник Харьковского политехнического университета: Сб. науч. тр.* – Х.: ХГПУ. – 2000. – Вып. 109. – С. 29 – 36.
16. Полетучий А.И. Расчет предельного вращающего момента волновой зубчатой передачи с двумя гибкими колесами // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского “Харьк. авиац. ин-т”. – 2000. – Вып. 17. – С. 221 - 227.
17. Полетучий А.И. Форма кулачка генератора волн волновой передачи и его сопряжение с гибким колесом // *Вісник Східноукраїнського національного університету*. – Луганськ: Східноукр. нац. ун-т. – 2000. – Вип. 11(33). – С. 73 – 80.
18. Полетучий А.И. Вопросы теории волновых передач с генераторами волн, имеющими газостатическую смазку // *Вісник Національного технічного університету „ХПІ”*. – Х.: НТУ „ХПІ”. – 2001. – №13. – С. 8 -18.
19. Полетучий А.И. Экспериментально исследование крутильной жесткости волновой зубчатой передачи с одним гибким колесом // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т им. Н.Е.Жуковского “Харьк. авиац. ин-т”. – 2001. – Вып. 24. – С. 52 - 60.
20. Полетучий А.И. Сравнение крутильной жесткости волновой зубчатой передачи с одним и двумя гибкими колесами // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т им. Н.Е.Жуковского “Харьк. авиац. ин-т”. – 2001. – Вып. 25. – С. 134 - 140.
21. Полетучий А.И. Проектировочный расчет волновой зубчатой передачи (ВЗП) и конструктивные параметры гибкого колеса // *Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов*. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”. – 2001. – Вып. 24 (1). – С. 62 - 68.

22. Полетучий А.И. Определение конструктивных параметров совместно работающих гибких зубчатых колес // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е.Жуковского “ХАИ”. – 2001. – Вып. 25 (2). – С. 98 - 102.
23. Полетучий А.И. Расчет конструктивных и геометрических параметров сдвоенных волновых зубчатых передач (СВЗП) // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е.Жуковского “ХАИ”. – 2001. – Вып. 26 (3). – С. 129 - 137.
24. Полетучий А.И., Шебанов И.Г. Исследование зубчато-волновых замкнутых комбинированных механизмов // Вісник Східноукраїнського національного університету. – Луганськ: Східноукр. нац. ун-т. – 2001. – Вип. № 5 (39). – С.80-91.  
*Здобувач запропонував нові схеми зубчато-хвильових механізмів та основи їх теорії.*
25. Полетучий А.И. Предельный вращающий момент сдвоенной волновой зубчатой передачи (СВЗП) // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т “Харьк. авиац. ин-т”. – 2002. – Вып. 32. – С. 282 - 289.
26. Полетучий А.И. Исследование инерционности волновых зубчатых передач с кулачковыми и дисковыми генераторами волн // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е.Жуковского “ХАИ”. – 2002. – Вып. 28 (1). – С. 149 - 157.
27. Полетучий А.И. Теоретическое исследование крутильной жесткости и упругого мертвого хода волновой зубчатой передачи с одним гибким колесом // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е.Жуковского “Харьк. авиац. ин-т”. – 2002. – Вып. 30 (3). – С. 94 – 112.
28. Полетучий А.И., Пшеничных С.И. Построение конечноэлементной модели волновой передачи с двумя гибкими колесами // Вісник Національного технічного університету „ХПІ”. – Х.: НТУ „ХПІ”. – 2002. – Вип. 10. – С. 63 -72.  
*Здобувач поставив задачу і виконав аналіз розрахунків переміщень гнучких елементів.*
29. Полетучий А.И. Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик крутильной жесткости волновых зубчатых механизмов (ВЗМ) // Вісник Національного технічного університету „ХПІ”. – Х.: НТУ „ХПІ”. – 2003. – № 8.– Т. 2. – С. 26 -32.
30. Полетучий А.И. О создании и исследовании в ХАИ высокоэффективных волновых зубчатых механизмов // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е.Жуковского “ХАИ”. – 2003. – Вып. 32 (1). – С. 57 - 72.
31. Полетучий А.И., Пшеничных С.И. Результаты исследования волновой передачи с двумя

гибкими колесами и генератором качения // Вісник Східноукраїнського національного університету. – Луганськ: Східноукр. нац. ун-т. – 2003. – Вип. № 12 (70). – С. 56 – 67.

*Здобувач виконав аналіз основних результатів і експериментальних досліджень хвильових механізмів із генераторами качення.*

32. Волновая зубчатая передача: А.с. 1409803 СССР, МКИ F 16H 1/00, 57/12/А.И. Полетучий (СССР). – 4038060/25-28; Заявлено 18.03.86; Опубл. 15.07.89, Бюл. № 26. – 3 с.

33. Волновая зубчатая передача Полетучего А.И.: А.с. 1525367 СССР, МКИ F 16H 1/00/ А.И. Полетучий, (СССР). – 4288650/25-28; Заявлено 22.07.87; Опубл. 30.11.89, Бюл. № 44. – 2 с.

34. Волновая зубчатая передача: А.с. 1483134 СССР, МКИ F 16H 1/00/ А.И. Полетучий, Н.П. Артеменко (СССР). – 4248469/25-28; Заявлено 26.05.87; Опубл. 30.05.89, Бюл. № 20. – 3 с.

*Здобувач запропонував конструкцію високошвидкісної хвильової зубчасті передачі із гідростатичним генератором хвиль.*

## АНОТАЦІЇ

**Полетучій О. І. Основи теорії та методи розрахунків хвильових механізмів із підвищеними якісними характеристиками. – Рукопис.**

Дисертація на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. – Національний технічний університет „Харківський політехнічний інститут”, Харків, 2006.

Дисертація присвячена розробці теорії, методів розрахунків і комплексному дослідженню нових, запропонованих здобувачем, хвильових зубчастих механізмів переважно для авіаційно-космічної техніки, роботів, систем слідкування та наведення, приладів і т. ін. Нові механізми мають підвищені навантажувальну здатність (в 2-15 разів), швидкохідність (в 3-30 разів), ККД, крутильну жорсткість (в 2,3-1,6 раа), розширені кінематичні можливості (передаточне відношення в два рази менше). Вказані переваги досягаються шляхом включення в одночасну роботу двох гнучких коліс, використання рідинних і газових підшипників для генераторів хвиль, а також здвоєних хвильових передач із синхронізаторами генераторів. Розроблені, перевірені експериментами математичні моделі вищих і нижчих рівнів, визначення навантажувальної здатності механізмів із гідростатичними і газостатичними генераторами, ККД, граничних моментів, крутильної жорсткості, інерційності. Визначені раціональні конструктивні, геометричні та експлуатаційні параметри нових хвильових механізмів. Запропоновані інженерні методи їх конструювання та програми для ЕОМ.

**Ключові слова:** теорії і методи розрахунків, хвильові зубчасті механізми, навантажувальна здатність, швидкохідність, кінематичні можливості, коефіцієнт корисної дії, граничний момент,

крутна жорсткість, інерційність.

**Полетучий А. И. Основы теории и методы расчетов волновых зубчатых механизмов с повышенными качественными характеристиками. – Рукопись.**

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение. – Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”, Харьков, 2006.

Диссертация посвящена разработке теории, методов расчетов и комплексному исследованию новых, предложенных автором, волновых зубчатых механизмов преимущественно для авиационно-космической техники, роботов систем слежения и наведения, приборов и др. Актуальность исследования определяется тем, что возможности повышения эффективности обычной волновой зубчатой передачи практически исчерпаны, но народное хозяйство испытывает потребность в передаточных механизмах, обладающих уменьшенными габаритами размерами и массой при повышенных быстродействии и экономичности. Для решения этой проблемы автором были разработаны новые волновые механизмы, защищенные а.с. СССР и обладающие повышенными нагрузочной способностью (в 2-15 раз), быстроходностью (в 3-30 раз), крутильной жесткостью (в 2,3-1,6 раза), расширенными кинематическими возможностями (передаточное отношение меньше в два раза). Указанные преимущества достигаются путем включения в одновременную работу двух гибких колес, использования гидростатических и газостатических подшипников для генераторов волн, а также сдвоенных волновых передач с синхронизаторами генераторов. Впервые разработаны математические модели и методы расчетов волновых механизмов с генераторами скольжения, жидкостными и газовыми, включающими в себя уравнения упругой линии гибкого элемента, Рейнольдса, расхода смазочного материала, энергии и статического равновесия системы. При генераторах качения математическая модель содержит уравнения упругой линии гибкого элемента, статического равновесия системы и уравнение энергии деформации от внешних сил. Научной новизной математических моделей является постоянство формы деформирования гибкого элемента. Для уменьшения передаточного отношения в два раза предложен новый сдвоенный волновой механизм с синхронизатором генераторов волн, способный работать при динамических режимах. Для этого механизма разработаны кинематические и силовые соотношения, а также метод расчета синхронизатора генераторов. Уточнен закон деформирования гибкого элемента генератором качения.

Впервые разработана математическая модель КПД волновых механизмов с одним и двумя гибкими колесами при генераторах скольжения и качения, учитывающая нагрузки, скорости, форму деформирования, многопарность, вязкость и прокачку смазочного материала. При этом экспериментально установлен эффект, что в волновом механизме с двумя гибкими колесами



максимальный КПД достигается при моментах  $T = (1,8...2) \cdot T_{ном}$ . КПД волновой и сдвоенной волновой передачи равны в пределах погрешности экспериментов. Генераторы качения и скольжения обеспечивают примерно равный КПД, но достигается он при разных скоростях.

Исследованы предельные нагрузки новых волновых механизмов, в том числе и сдвоенных, при генераторах качения и скольжения. Обнаружен эффект, что предельный момент механизма с двумя гибкими колесами равен сумме двух минимальных предельных моментов, которые может передать один из контуров.

Разработана математическая модель крутильной жесткости волновых механизмов, учитывающая более 20 упругих перемещений звеньев, соединений и стыков.

Уточнена расчетная модель инерционности волновых механизмов. Получены аналитические зависимости для определения приведенных моментов инерции элементов инерции элементов генераторов волн и подшипников качения. Установлено, что приведенный момент инерции кулачкового генератора в 18-5 раз выше приведенного момента инерции дискового генератора.

Для проверки адекватности математических моделей были проведены экспериментальные исследования на более 200 волновых механизмах.

Результаты диссертации внедрены на ряде промышленных предприятий при создании новой техники.

**Ключевые слова:** теории и методы расчетов, волновые зубчатые механизмы, нагрузочная способность, быстроходность, кинематические возможности, коэффициент полезного действия, предельный момент, крутильная жесткость, инерционность.

### **Poletuchiy A.I. Theory and Analysis of Wave Gears with Advanced Qualitative Characteristics. – Manuscript.**

Thesis for a Doctor's degree on speciality 05.02.02 – Mechanical Engineering. – National Technical University “Kharkov Polytechnic Institute”, Kharkov, 2006.

The thesis is intended to develop theory and analysis, and integrated study of newly represented wave gears, mainly for aviation and space equipment, robots, tracking loops and guidance systems, facilities etc. New wave gears have the increased carrying capacity (2 to 15 times as much), high-speed capacity (3 to 30 times as much), efficiency, torsional rigidity (2.3 to 1.6 times as much), and advanced kinematic capabilities (ratio twice as little). The represented advantages are achieved due to concurrent operation of two flexible wheels, usage of fluid and gas-lubricated bearing for wave generators, and dual wave gears with timing generators as well. High and low level mathematical models, wave gears with hydrostatic and gas-static generators carrying capacity, efficiency, boundary moments, torsional rigidity, and response time values are calculated and experimentally tested. Efficient design,

dimensional and operational parameters of new wave gears are calculated. Design engineering background and computer programs are set forth.

**Keywords:** theory and methods of analysis, wave gears, loading capacity, rapidity, kinematic capacity, efficiency, limit torque, twisting rigidity, inertia.

АВТОРЕФЕРАТ

ОСНОВИ ТЕОРІЇ І МЕТОДИ РОЗРАХУНКІВ ХВИЛЬОВИХ  
ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ПІДВИЩЕНИМИ ЯКІСНИМИ  
ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Полетучій Олександр Іванович

Відповідальний за випуск д.т.н., професор Доценко В.М.

Підписано до друку 17.08.2006 р. Формат видання 145 x 215

Формат паперу 60 x 90 x 1/16. Папір офсетний. Друк – ризографія.

Обсяг 1,9 авт. арк. Наклад 100 прим. Замовлення № 124.

---

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського

“Харківський авіаційний інститут” 61070, Харків - 70,

вул. Чкалова, 17 <http://www.khai.edu>

Видавничий центр “ХАІ”

61070, Харків - 70, вул. Чкалова, 17

[izdat@khai.edu](mailto:izdat@khai.edu)

---

