

ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Зубатий Сергій Семенович

УДК-539.3

**РОЗРОБКА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ
ТА ЖОРСТКОСТІ МЕХАНІЧНИХ ВАРІАТОРІВ ШВИДКОСТІ**

05.02.09. - динаміка та міцність машин

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук



Харків - 1997



00738263 (Т)

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі "Опір матеріалів" Харківського державного політехнічного університету.

Науковий керівник:

кандидат технічних наук, доцент
Лавінський Володимир Іванович,
Харківський державний політехнічний університет,
доцент кафедри "Опір матеріалів"

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Морачковський Олег Костянтинівич,
Харківський державний політехнічний університет,
завідуючий кафедрой "Теоретична механіка"

доктор фізико-математичних наук, професор
Ольшанський Василь Павлович,
Харківський інститут пожежної безпеки,
завідуючий кафедрой "Прикладна механіка"

Провідна установа:

Інститут проблем машинобудування НАН України
(м.Харків)

Захист відбудеться "17" грудня 1997 року на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 02.09.16 в Харківському державному політехнічному університеті (310002, м.Харків-2, вул.Фрунзе, 21).

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського державного політехнічного університету.

Автореферат розісланий "12" листопада 1997р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Бортовий В.В.

ХАРКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Зубатий Сергій Семенович

УДК-539.3

РОЗРОБКА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ
ТА ЖОРСТКОСТІ МЕХАНІЧНИХ ВАРІАТОРІВ ШВИДКОСТІ

05.02.09. - динаміка та міцність машин

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандідата технічних наук



Харків - 1997

ЛНБ ім. В. Стефаніка
АН України

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі "Опір матеріалів" Харківського державного політехнічного університету.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Лавінський Володимир Іванович,
Харківський державний політехнічний університет,
доцент кафедри "Опір матеріалів"

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Морачковський Олег Костянтинович,
Харківський державний політехнічний університет,
завідуючий кафедрою "Теоретична механіка"

доктор фізико-математичних наук, професор
Ольшанський Василь Павлович,
Харківський інститут пожежної безпеки,
завідуючий кафедрою "Прикладна механіка"

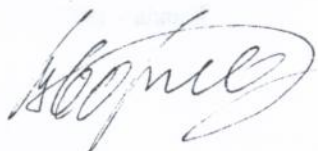
Провідна установа: Інститут проблем машинобудування НАН України
(м.Харків)

Захист відбудеться "17" грудня 1997 року на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 02.09.16 в Харківському державному політехнічному університеті (310002, м.Харків-2, вул.Фрунзе, 21).

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського державного політехнічного університету.

Автореферат розісланий "___" _____ 1997р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Бортовий В.В.

Загальна характеристика роботи.

Актуальність проблеми. Успішний розвиток машинобудування в країні неможливий без розробки та впровадження механічних зубчастих варіаторів швидкості (МЗВ) - приладів, що дозволяють у широкому діапазоні плавно регулювати передавальне відношення в процесі передачі потужності. Проте, спроби синтезу нових конструкцій МЗВ упираються у цілий комплекс проблем, серед яких на перше місце виходять питання створення і обґрунтування методик оцінки їхньої працездатності, зокрема за критеріями міцності та жорсткості. Вирішення поставлених питань неможливо без розробки та застосування сучасних програмних комплексів для аналізу НДС конструктивних вузлів МЗВ.

При аналізі міцностних і жорсткостних характеристик елементів МЗВ виникають розрахункові схеми, що відрізняються специфічністю конструкційних рішень об'єктів досліджень; застосуванням нових конструкційних матеріалів, які є, як правило, неоднорідними та анізотропними; поєднанням нелінійностей, обумовлених контактною взаємодією робочих поверхней (зони контакту-відриву, прослизання, перекося, зазори-натяги та ін.) і необхідністю урахування фізично нелінійного процесу деформування у випадку появи зон пластичних деформацій; специфічним характером інформації про геометричну форму робочих поверхонь елементів МЗВ, що одержуються чисельно як результат рішення окремої задачі та інш.

Зазначені обставини визначають актуальність і практичну необхідність створення спеціалізованих програмних розробок для аналізу НДС МЗВ і застосування їх вже на стадії проектування конструкції з метою розробки рекомендацій для підвищення її працездатності.

Зв'язок роботи з науковими програмами. Робота виконувалася в рамках державної наукової програми "Розробка засобів чисельного аналізу міцності, стійкості та коливань елементів конструкцій космічних платформ в умовах інтенсивних термосилових навантажень", №ї д. р. 01940012949.

Мета досліджень - розробка методик, алгоритмів і створення програмного забезпечення для аналізу НДС елементів МЗВ з урахуванням контактної взаємодії, специфічних конструкційних ефектів, нелінійного процесу деформування та ін., а також використання цього програмного забезпечення для комплексного рішення задачі аналізу міцностних і жорсткісних характеристик та формулювання рекомендацій щодо вибору раціональних параметрів елементів МЗВ.

Наукова новизна роботи полягає у наступному:

■ Розроблено комплекс методик і алгоритмів для аналізу умов навантаження, побудови розрахункових моделей і дослідження НДС МЗВ;

■ На базі методу скінченних елементів створено програмний комплекс, який дозволить вирішувати пружнопластичну контактну задачу у тривимірній постановці. Можливість застосування комплексу для практичних розрахунків обґрунтована близькістю результатів при рішенні тестових задач;

■ Проведена оцінка працездатності по критеріях статичної міцності та жорсткості нової двопараметричної циліндроконічної зубчастої передачі;

■ Здійснено дослідження НДС і надано рекомендації з вибору раціональних параметрів декількох нових конструкцій МЗВ.

Вірогідність результатів, отриманих з використанням створеного програмного забезпечення, підтверджена результатами розрахунків тестових прикладів, що є аналітичні рішення, а також збігом результатів з рішеннями, отриманими іншими авторами при розгляді аналогічних задач. Вірогідність також підтверджена фізичністю рішень, одержаних для різноманітних задач.

Практична цінність роботи полягає у створенні ефективної методики і програмного комплексу, що дозволять у тривимірній постановці досліджувати контактну взаємодію елементів МЗВ. Для ряду проєктованих конструкцій МЗВ сформульовано рекомендації по вибору раціональних геометричних параметрів. Програмне забезпечення дозволяє проводити дослідження НДС різноманітних елементів машинобудівних конструкцій в тривимірній постановці. Методика, програмний комплекс і результати досліджень автора застосовувались в Інституті Машин і Систем НАН України при розробці нової схеми двопараметричної зубчастої передачі.

Особистий внесок автора полягає в наступному: наукові результати, відображені в дисертації отримані автором особисто. Автором розроблена методика, алгоритм і програмне забезпечення для рішення контактних пружнопластичних задач у тривимірній постановці, вирішені тестові приклади і виконані дослідження напружено-деформованого стану елементів багатопараметричних зубчастих передач і варіаторів швидкості.

Апробація роботи. Основні результати і положення роботи доповідалися на науково-технічній конференції «Проблеми зубчастих передач і редукторобудування» (Харків, 1993р.), на міжнародних науково-технічних конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MicroCad-System)», (Харків-мишкольц, 1995-1997р.), на наукових семінарах кафедри "Опір матеріалів" ХДПУ.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 4 роботи, тези 3 доповідей і депоновано одну статтю.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається з вступу, 3 розділів, висновків, списку використаних джерел з 56 найменувань і додатків. Загальний обсяг роботи 102 сторінки, в тому числі 46 малюнків, 6 таблиць.

Основний зміст роботи

У вступі обґрунтовується актуальність теми, її наукова новизна і практична цінність, дана стисла характеристика роботи, сформульовані мета і задачі досліджень, пов'язання з науковими програмами та планами.

В першому розділі на підставі огляду публікацій показано стан проблеми проектування і дослідження працездатності механічних зубчастих варіаторів. Відзначено, що незважаючи на гостру необхідність, на даний момент не існує конструкцій механічних варіаторів, що дозволять на їхній базі синтезувати глибокорегулюємий привід, що має високий ККД, надійність, компактність, навантажувальну спроможність. Розробка ж нових моделей МЗВ неможлива без створення спеціалізованого програмного забезпечення для аналізу НДС МЗВ і застосування його вже на стадії проектування конструкцій з метою формування рекомендацій для підвищення їхньої працездатності, при цьому в якості засобу рішення таких проблем вибирається метод скінченних елементів.

Отримані висновки дозволили сформулювати основні мету і задачі даної дисертаційної роботи.

Другий розділ починається з постановки задачі контактної взаємодії тримірних тіл, оскільки саме такого класу задачі потрібно вирішувати при аналізі НДС МЗП.

Рішення поставленої пружнопластичної контактної задачі у загальному випадку нелінійно залежить від ряду факторів, пов'язаних з непружною поведінкою матеріалу підобластей що розглядаються і різноманітними умовами взаємодії на контактних площадках. До останніх відносяться: зміна меж ділянок стикання у процесі деформування, взаємне прослизання контактуючих тіл у тангенційному напрямку і наявність тертя.

В дисертаційній роботі рішення даної задачі отримане шляхом послідовного розглядання ряду змішаних задач в ітераційному процесі, на кожнім кроці якого межі контактних майданчиків, умови взаємодії на них вважаються фіксованими і враховуються відповідно до виконання умов:

$$(u_n^{m-1} + u_n^{m+1} - \delta_{nn}^m) \sigma_{nn}^m = 0, |\sigma_{n\tau}| \leq fnp \sigma_{nn}, \quad (1)$$

де $u_n^{m-1}, u_n^{m+1}, \delta_{\text{он}}^m$ - переміщення точок і початковий зазор (натяг), виміряні у напрямку загальної нормалі n до контактуючих поверхней; $\sigma_{n\tau}, \sigma_{nn}$ - дотична та нормальна напрута в точці контакту, $f_{\text{пр}}$ - коефіцієнт тертя.

Урахування тертя при рішенні контактної задачі виробляється за допомогою залежності Кулона (1) по відомому з попередньої ітерації розподілу нормальних тисків у зоні контакту. У випадку, якщо дотична напрута $\sigma_{n\tau}$ в розглядуваній точці переважає значення нормальної компоненти σ_{nn} , помноженої на коефіцієнт тертя $f_{\text{пр}}$, дозволяється взаємне зміщення контактуючих поверхней, а дія сили тертя замінюється дотичними напрутами, які протидіють прослизанню. Робота останніх на відповідних переміщеннях підраховується шляхом інтегрування по поверхні контактної площадки.

Рішення фізично нелінійної задачі здійснюється у рамках теорії малих пружнопластичних деформацій методом змінних параметрів пружності.

Рішення крайової задачі здійснюється методом скінченних елементів у переміщеннях, з використанням варіаційного рівняння Лагранжа

$$\delta(\Pi - A_v - A_p) = 0, \quad (2)$$

де Π - потенційна енергія деформації пружної системи, A_v, A_p - робота об'ємних і поверхніх сил відповідно.

Як базовий, використовується ізопараметричний вісьмивузловий призматичний скінченний елемент з білінійною апроксимацією переміщень всередині елемента. Вибір скінченного елемента у такому вигляді має ряд переваг у порівнянні з традиційними кубічними елементами при описуванні геометрії області, межі якої мають дільниці, що утворюють малі кути з осями координат.

Алгоритмом рішення задачі передбачена послідовна розбивка області на скінченні елементи що її складають. Спочатку розглядуваний об'єкт представляється сукупністю вісьмивузлових призматичних підобластей, ребра яких утворюють топологічно регулярну сітку. Ребра підобластей можуть являти собою відрізки прямих або дуги кіл. Вторинна дискретизація підобластей на скінченні елементи виробляється автоматично, по інформації про число дробіння ребер початкових призм і ступеня нерівномірності цього дробіння. Сторони у вигляді дуг кіл при цьому задаються ламаними. Характер ступення або розрізнення вторинної розбивки визначається законом геометричної прогресії.

Між взаємодіючими тілами, в межах очікуваної області контакту, вводиться тонкий (товщиною у один елемент) "контактний" шар. "Контактні" елементи об'єднують взаємодіючі тіла в єдину систему,

виконуючи функції реєстрації дільниць взаємодії і відрива у передбачуваній зоні контакту, і призначені для моделювання різноманітних умов роботи з'єднання (зчеплення, прослизання, сухе тертя та інші). Їнколи між контактуючими тілами присутня м'яка прокладка, наприклад, у фланцевих з'єднаннях. Тоді шар "контактних" елементів відображує і властивості, і геометрію такої прокладки. За відсутності "м'якого елемента", контактний шар може описувати властивості прошарку між реальними тілами, який виникає внаслідок шорсткості і хвилястості поверхонь. В цьому випадку висота мікронерівностей приймається рівній мінімальній величині зближення тіл δ , а їхня жорсткість приводиться до цієї висоти. У випадку, коли необхідно розглянути контакт ідеально гладких тіл, величина δ призначається достатньо малою, а жорсткість шару достатньо високою.

Таким чином, оперуючи геометричними розмірами і жорсткісними властивостями шару "контактних" елементів, природним образом уточнюється розрахункова схема з'єднання.

Однак з підвищенням жорсткості і зменшенням товщини, різниця між переміщеннями вузлів "контактного" шару, у напрямку нормалі до взаємодіючих поверхней, зменшується. Може трапитися, що малі різниці відповідних величин при обчисленні деформацій притягнуть за собою обчислювальні погрішності. Чисельні експерименти показали, що допустиме прийняття жорсткості "контактних" елементів на 3-4 порядку вище, ніж у базових скінченних елементів мінімальних розмірів. При цьому забезпечується достатня точність для практичних розрахунків.

Реологічна модель шару може бути побудована з різноманітним ступенем спільності. При розгляді нормальної взаємодії без тертя призначаються лише параметри пружності матеріалу "контактного" шару, що відповідають за деформацію у напрямку загальної нормалі до поверхні розділу тіл. Інші пружні постійні приймаються малими або рівними нулю. В цьому випадку передача зусилля від тіла до тіла здійснюється "контактними" елементами подібно основі Вінклера. Така модель є найбільш розповсюдженою при рішенні контактних задач і в більшості випадків правильно відбиває характер взаємодії тіл між собою. За наявності сил тертя, до числа пружних констант "контактного" шару додається зсувна жорсткість. Модулі стиснення і зсуву, як правило, приймаються рівними відповідним величинам одного з матеріалів взаємодіючих тіл.

Як "контактний", в даній роботі припускається використати базовий вісьмивузловий призматичний скінченний елемент з певним чином призначеними анізотропними властивостями. Головні осі анізотропії

з'являються з місцевою системою координат елемента. Умови взаємодії тіл розглядаються також у локальній системі координат. При незбігу локальної і глобальної систем координат здійснюється перетворення параметрів пружності скінченного елемента до осей глобальної системи координат.

У випадку криволінійної області контакту, властивості матеріалу кожного "контактного" елемента виявляються різноманітними у глобальній системі координат в результаті перетворення пружних констант елемента до нових осей з доданням членів загального випадку анізотропії.

Вибраний таким чином спеціальний елемент дозволяє максимально спростити алгоритм рішення задачі, зберегти структуру і порядок системи рівнянь, просто і природно визначити напружений стан на ділянці взаємодії. Разом з тим він дає можливість достатньо повно описати умови контактної взаємодії, вводячи в розгляд різноманітні комбінації анізотропних параметрів пружності.

Для даного класу задач характерне існування нелінійності трьох типів, зумовлених непружною поведінкою матеріалу конструкції, зміною меж контактних площадок і умовами фрикційної взаємодії. Однією з основних особливостей алгоритму, що пропонується для рішення поставленої задачі є врахування всіх означених типів нелінійностей у рамках єдиної ітераційної схеми методу змінних параметрів пружності.

$$[A]^{N-1}(\varphi) \{u\}^N = \{B\}^{N-1}, \quad (3)$$

де $[A]$ - матриця жорсткості системи, φ - деякий параметр, що визначає нелінійність процесу, $\{u\}$ - вектор-стовбець вузлових переміщень, $\{B\}$ - вектор-стовбець правих частин, N - номер ітерації.

Процес послідовних приближень при рішенні пружнопластичної контактної задачі вважається закінченим при одночасному виконанні критеріїв останова по пластичності і по контакту. Слід відзначити, що зони пластичності, контакту-відрива і прослизання визначаються з точністю до розмірів скінченного елемента. Такий процес забезпечує досить швидку збіжність обох процесів і звичайно вимагає виконання не більш п'яти-семи ітерацій. При цьому немає необхідності запам'ятовувати рішення попереднього кроку, що спрощує алгоритм і призводить до економії пам'яті.

На базі описаної методики був створений програмний комплекс FEM-3DZ, що дозволяє досліджувати напружено-деформований стан двох і більш взаємодіючих тіл, підлягаючих різноманітному навантаженню і закріплених довільним чином. Основні модулі комплексу розроблено на Borland Pascal 7.0. Структурно комплекс виконаний в вигляді трьох частин: препроцесора, рахувального модуля і постпроцесора, працюючих в єдиній графічній

оболонці, що дозволяє на будь-якому етапі уявити результати в зручній для аналізу формі. Інтерфейс програми дозволяє використати набір сервісних функцій, серед яких контекстна допомога, збільшення області, що цікавить, побудова графічного об'єкту в необхідному ракурсі (діметрія, ізометрія, а також в проєкціях на координатні площини), зміна палітри кольорів, що використовуються, збереження настроювань для кожної моделі та інші. Особлива увага приділена етапу завдання вхідної інформації. Тут передбачені спеціальні можливості для використання інформації про геометрію конструкцій, що досліджуються, отриманої в результаті рішення спеціалізованих програм.

Природно, що створення нового програмного забезпечення вимагає проведення ряду досліджень, спрямованих на доказ вірогідності одержаних результатів. В даній роботі в якості тестових вирішувалися наступні задачі: впровадження круглого в плані штампку з плоскою підставою в пружній напівпростір; взаємодію круглого в плані штампку з плоскою підставою з смугою і шаром; вирішувалася задача про пружню взаємодію двох тіл і рішення порівнювалося з рішенням, отриманим іншими авторами. Розбіжності, отримані при рішенні цих задач, не перевищують 10%, що цілком допустимо і свідчить про можливість застосування програмного забезпечення при практичних розрахунках.

Узагальнюючи вищесказане, можна відмітити, що розроблена методика і створений програмний комплекс FEM-3DZ для дослідження працездатності нових конструкцій двопараметричних зубчастих передач і механічних варіаторів швидкості. З допомогою створеного програмного забезпечення вважається можливим вирішувати задачі дослідження напружено-деформованого стану, що при контакті двох і більш тіл у тримірній постановці, навантажених і закріплених довільним чином, з урахуванням нелінійного характеру деформування. Проведені тестові розрахунки показали припустимість використання програмного комплексу для рішення практичних задач.

Третій розділ присвячений рішенню задач оцінки працездатності і підбору раціональних параметрів нових конструкцій двопараметричних зубчастих перетч і механічних зубчастих варіаторів.

Так доведена працездатність по критеріях статичної міцності двопараметричної циліндроконічної зубчастої передачі. Для цього було встановлено, що найбільш небезпечним з точки зору міцності є зуб циліндричного колеса, показаний на рис. 1, і на етапі попередніх досліджень вирішувалася серія тримірних контактних задач, при цьому робоча поверхня

зуба конічного колеса замінювалася площиною, що дозволило суттєво зменшити трудомісткість завдання вхідної інформації і знизити розмірність задачі, не викрививши її якісно, оскільки кривизна зуба циліндричного колеса значно більше, а розміри значно менше. Кут ухилу площини до зубу в кожному з варіантів розрахунків підбирався таким чином, щоб забезпечити нормальну взаємодію між відповідними точками робочої поверхні зубу і площини. В результаті рішення було встановлено, що реально при використанні розбивці в кожному з варіантів у контакті виявляється тільки один скінченний елемент. Саме до цих елементів і прикладається навантаження при оцінці працездатності передачі. Аналіз впливу висоти прикладення навантаження на міцнісні і жорсткісні параметри зуба показав, що найбільш небезпечним є випадок, коли у зачеплення входить самий верхній елемент зуба циліндричного колеса. При цьому максимальна інтенсивність напружень виникає в вузлі, що знаходиться безпосередньо у зоні контакту. В цьому ж вузлі спостерігаються і максимальні переміщення. Треба відзначити, що напруги у корені зуба значно менше, ніж напруги в зоні контакту, причому вони слабко залежать від положення елемента, до якого прикладається навантаження. Це дозволяє зробити припущення про можливість зміни форми ножки зубу, зокрема, з метою зниження матеріаломісткості.

Далі була розглянута конструкція МЗВ на основі циліндроконічної передачі. Попередні дослідження показали, що найбільш небезпечним (з точки зору міцності) є зуб циліндричного колеса, що кріпиться в пазі спеціального профіля. Тому при дослідженні контактної взаємодії повзуна зуба і стінок пазу застосовувалася скінченно-елементна модель зуба з частиною обода, показана на рис. 2. Граничні умови задаються таким чином, щоб забезпечити жорстке затискання на зовнішньому кордоні обода. Навантаження, що прикладається до зуба при визначенні несучої здатності, визначається аналогічно випадку, описаному вище. В ділянках можливої контактної взаємодії вводився спеціальний шар скінченних елементів, що дозволив оцінити рівні виникаючих контактних тисків і визначити зони контакту-відриву. Проведена заздалегідь серія розрахунків без врахування контактних явищ показала наявність при заданому навантаженні точок, в яких спостерігається початок пластичної течії, що свідчить про непрацездатність конструкції. Аналогічні результати спостерігаються і при введенні спеціальних шарів контактних елементів, але загальний рівень напруженості в конструкції знижується при цьому на 7-10%. Цей факт був використаний у подальшому, бо неврахування контактних явищ тільки

робить конструкцію жорсткішою і знижує коефіцієнт запасу міцності, порівняно з реальністю.

Отримані результати призводять до необхідності зниження несучої здатності варіатора, що і було виконано. Далі вже для працездатної конструкції був проведений ряд досліджень. Так вивчався вплив величини початкового зазора (внаслідок вад виготовлення) на працездатність конструкції. Було встановлено величину зазора, допустиму для нормальної роботи конструкції, а при перевищенні цього рівня конструкція стає непрацездатною. Аналіз картини розподілу переміщень і напружень показав, що найбільші переміщення спостерігаються у зоні прикладення навантаження, а напрути розподіляються таким чином, що максимальні рівні інтенсивностей знаходяться не в зоні контакту, а у основі ніжки зуба. Це дозволяє перейти при подальших розрахунках від нелінійної контактної задачі до лінійної задачі теорії пружності, понизивши час рішення за рахунок відмови від ітераційної схеми і розмірність задачі за рахунок вилучення з розгляду частини елементів обода. Нова скінченно-елементна модель зуба при цьому показана на рис.3.

У межах нової розрахункової схеми досліджувався вплив висоти і діаметру ніжки зуба на значення максимальних переміщень і інтенсивностей напружень. На рис.4 і рис.5 показані графіки залежностей максимальних інтенсивностей напружень (графік 2) і максимальних переміщень (графік 1) від висоти ніжки і діаметру, відповідно. Як видно з графіків, зображених на рис.4, обидві залежності є досить гладкими і носять слабо виражений нелінійний характер. Це природно, якщо врахувати, що і зони максимальних інтенсивностей напружень і якісний характер розподілу напружень і переміщень є практично ідентичним для всіх розрахунків. Також треба відзначити, що при використанні номінальної висоти ніжки (значення «1» на осі абсцис) напрути перевищують мінімально можливі всього на 8-9%, але при цьому маса конструкції зменшується у 2-3 рази, за рахунок зменшення розмірів повзуна, що дозволяє говорити про слушність вибору цього розміру. Переміщення ж в даному випадку виявляють не настільки суттєвий вплив, оскільки коефіцієнт запасу по жорсткості виявляється рівним порядку 15. Як легко помітити з рис.5, і максимальна інтенсивність напружень і максимальні переміщення монотонно убувають при зменшенні діаметру. При цьому для всіх варіантів розрахунків максимальні переміщення спостерігаються у зоні прикладення навантаження (найвищі точки робочої поверхні), а найбільш напруженими виявляються вузли у основі ніжки зуба.

Проведені дослідження дозволяють зробити висновок про працездатність цієї конструкції зубчатого варіатора і при необхідності сформулювати рекомендації щодо раціонального вибору його конструкційних розмірів. Однак ця модель має ряд недоліків, найголовніший з яких - це складність в здійсненні повороту зуба на його ніжці на певний кут, що забезпечує надійне зачеплення. З метою усунення цього недоліку була запропонована нова конструкція зуба складеного циліндричного зубчатого колеса, що має двоопуклу робочу поверхню, аналогічну описаній для зуба циліндричного колеса циліндроконічної передачі.

Розрахунки нової моделі зуба складеного колеса проводилися в аналогічному порушенні, що і для зуба з плоскою робочою поверхнею. Отримані результати свідчать про повну його працездатність по критерію статичної міцності, причому рівень напружень зменшується на 12-15%. Це може бути пояснено передусім тим, що самий зуб став більш масивним. Якісно ж картини розподілу інтенсивностей напружень і переміщень дуже схожі: як і раніше, максимальна інтенсивність напружень спостерігається у вузлах, що належать ніжці зуба, а максимальними переміщеннями володіють вузли у зоні прикладання навантаження. Відмічені збіги дозволяють при аналізі впливу геометричних параметрів зуба на його жорсткісні і міцнісні характеристики також перейти до спрощеної розрахункової схеми, показаної на рис. 6. Треба відзначити, що якісно вплив висоти ніжки зуба і діаметру практично не відрізняється від випадку зуба з плоскою робочою поверхнею.

Далі розглядалася нова конструкція МЗВ, створеного на основі конічної передачі спеціального вигляду, у якій одне колесо має рівновисокі і рівноширокі зуб'я і западини, а друге є складеним, з зуб'ями, один з яких зображений на рис. 7. Робоча поверхня цього зуба являє собою двоопуклу поверхню, утворену обертанням відтинка евольвенти по колу. Вибрана таким чином робоча поверхня дозволяє значно спростити систему управління передачею, підвищити її надійність за рахунок відмови від поворотної головки зуба. Тепер у цьому немає необхідності, оскільки зуб здатний сприймати навантаження у будь-якій точці поверхні.

При розрахунках зуба на міцність, з метою врахування контактних явищ, між зубом і ободом вводиться тонкий шар кінцевих елементів. Граничні умови вибиралися таким чином, щоб забезпечити жорстке затискання по кордону обода. Навантаження прикладалося до одного з елементів робочої поверхні зуба.

Серія розрахунків показала повну працездатність зуба циліндричного колеса на заданій несучій спроможності. При цьому найбільш напруженими виявляються елементи, які знаходяться безпосередньо у зоні прикладення навантаження. Вузли цієї ж зони володіють найбільшими переміщеннями. Для даної моделі зуба були проведені дослідження з метою визначення впливу висоти прикладення навантаження, тобто від положення елемента, що вступає в контакт з другим конічним колесом, на міцнісні і жорсткісні характеристики. Найбільш небезпечним з точки зору міцності і жорсткості виявився випадок, коли в зачплення входить самий верхній елемент. При цьому, рівні максимальних напружень практично не залежать від висоти прикладення навантаження, оскільки все навантаження сприймають елементи в зоні його прикладення.

З розрахунків можна побачити, що в плані контактної взаємодії зі стінками пазу така форма пазу більш бажана, ніж форма описана раніше, оскільки рівні напружень в зоні контакту в 3-4 рази менше напружень, що виникають в зоні прикладення навантаження. Цікавим виявляється простежити вплив глибини виріза пазу на рівні напружень та їхній розподіл в конструкції. Проведені дослідження показали, що навіть при збільшенні вирізів пазу в 2 рази, що відповідає половині ширини повзуна, зміни у величинах максимальних переміщень та інтенсивностей напружень не перевищують 1%. Це ще раз підтверджує гіпотезу про можливість неврахування контактних явищ між стінками пазу і повзуном зуба і дозволяє зробити висновок про можливість вибору такого розміру вирізу, що є найбільш технологічним.

Проведені розрахунки нової конструкції механічного варіатора швидкості показують повну її дієздатність по критеріях статичної міцності і жорсткості. Але цей варіатор має суттєвий недолік - масивне конічне колесо з рівноширокими і рівновисокими зуб'ями і западинами. Було запропоновано замінити його на складене конічне колесо із зуб'ями, які мають робочу поверхню спеціальної форми, вдосконаливши при цьому систему управління так, щоб вона забезпечувала правильну взаємодію зуб'їв двох складених колес.

Загальний вигляд зуба нового колеса показаний на рис. 8. Як легко помітити, він відрізняється від зуба другого конічного колеса тільки власною формою зуба, в той час як форма пазу і основи не змінилася. Тому природно очікувати для нього подібної поведінки під навантаженням. Розрахунки цього зубу на міцність і жорсткість проводилися в аналогічній постановці, що і для попередньої моделі. При цьому було встановлено, що найбільші

інтенсивності напружень досягаються безпосередньо у зоні прикладення навантаження, а у зоні контакту напруги істотно менше і слабо залежать від положення навантаженого елемента на поверхні зуба. Максимальні ж переміщення мають вузли, що належать верхній кромці робочої поверхні. Проведені дослідження впливу висоти контактуючого елемента і форми пазу показали, що поведінка цього зуба якісно подібна до поведінки зуба першого конічного колеса.

Проведений аналіз показує повну працездатність і цієї конструкції механічного варіатора швидкості.

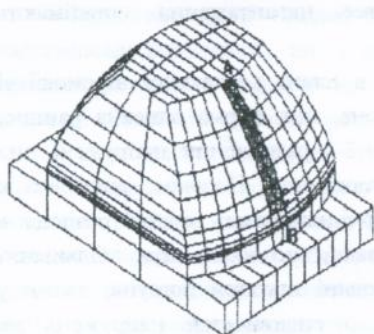


Рис. 1

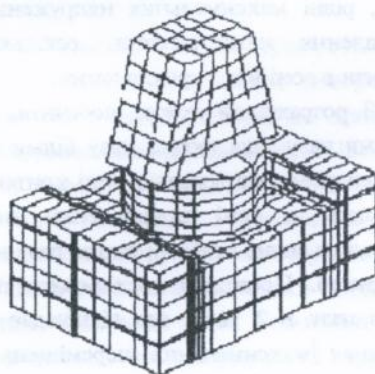


Рис. 2

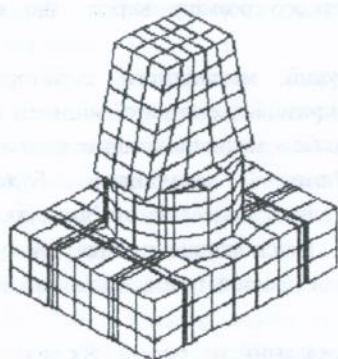


Рис. 3

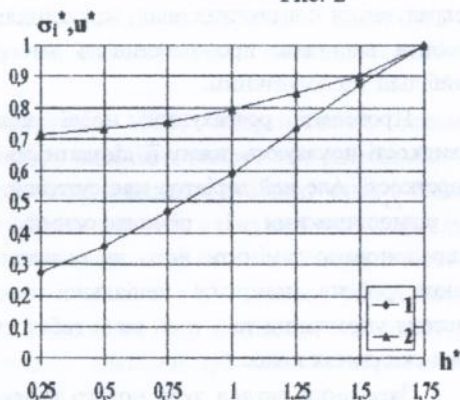


Рис. 4

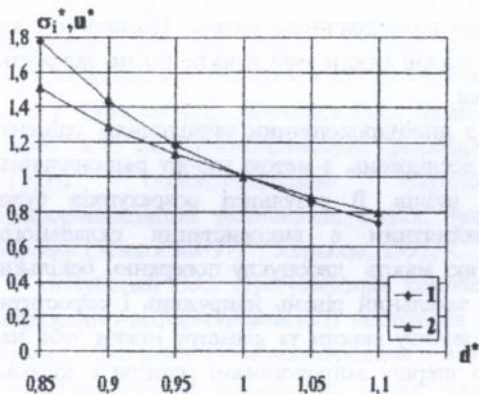


Рис. 5

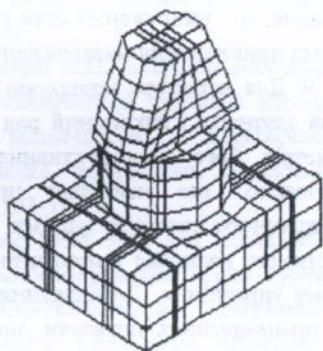


Рис. 6

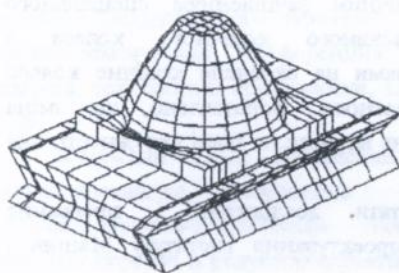


Рис. 7

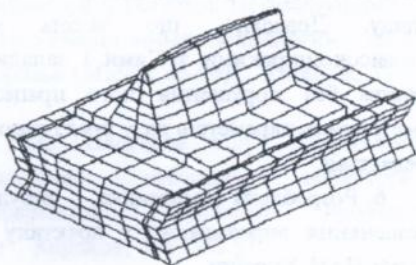


Рис. 8

Основні результати:

1. Розроблена методика розрахунків на міцність та жорсткість і оцінки працездатності нових конструкцій механічних зубчастих варіаторів. Засіб ґрунтується на виділенні найбільш небезпечних з точки зору міцності та жорсткості елементів конструкцій МЗВ і наступному аналізі їх взаємодії.

2. На базі методу скінченних елементів створений програмний комплекс FEM-3DZ для аналізу контактної взаємодії двох і більше тіл в тримірній постановці, навантажених і закріплених довільним чином, з урахуванням нелінійного характеру деформування. Проведені тестові розрахунки довели можливість застосування комплексу для практичних розрахунків.

3. Доведена працездатність по критеріях статичної міцності і жорсткості нової конструкції двопараметричної циліндроконічної зубчастої передачі, причому визначальним критерієм для неї є міцність. Найбільш небезпечним для цієї передачі є випадок, коли в зачіплення входить самий

верхній елемент на зубі складеного циліндричного колеса. Цікавим є і та обставина, що напружений стан в корені ніжки зуба практично не залежить від зони прикладення навантаження.

4. Для варіатора швидкості з циліндроконічним зачіпленням оцінена несуча здатність і виконаний ряд досліджень, з метою вибору раціональних параметрів його конструктивних вузлів. В результаті розрахунків було встановлено, що найбільш прийнятним є використання складеного циліндричного колеса із зуб'ями, які мають двоопуклу поверхню, оскільки це дозволяє водночас і понизити загальний рівень напружень і спростити систему управління. Дослідження впливу висоти та діаметру ніжки зуба на його працездатність показали, що зпершу запропоновані розміри є цілком допустимими.

5. Показана працездатність по критеріях статичної міцності і жорсткості варіатора швидкості з конічним зачіпленням спеціального вигляду. Доведено, що заміна масивного конічного колеса з рівновисокоширокими зуб'ями і западинами на складене конічне колесо можлива без порушення його працездатності. Встановлено, що зміна геометричних параметрів пазу практично не впливає на рівні потужності, яка передається.

6. Розроблена методика, результати досліджень і програмне забезпечення впроваджено у практику проектування Інституту Машин і Систем НАН України.

Праці за темою дисертації

1. Бортовой В.В., Зубатый С.С., Киркач Б.Н., Лавинский В.И. Применение программного комплекса FEM-3DZ для анализа взаимодействия упругих тел.//R-функции в задачах математической физики и прикладной геометрии. Сборник научных трудов, посвященных 70-летию В.Л.Рвачева.- Харьков: ХИПБ, 1996.- С. 59-61.

2. Егурнов О.Р., Зубатый С.С., Лавинский В.И. Прочностные и динамические характеристики основных элементов плоского механического зубчатого вариатора.//Динамика и прочность машин. Выпуск 55.- Харьков: ХГПУ, 1997.- с.120-125.

3. Зубатый С.С. Анализ контактного взаимодействия зубьев двухпараметрической цилиндрико-конической зубчатой передачи.// Вестник Харьковского Государственного Политехнического Университета. Выпуск 7. Часть 2.- Харьков: ХГПУ, 1997.- с.16-17.

4.Зубатий С.С., Лавинский В.И. Методика прочностного анализа многопараметрических передач и вариаторов скорости./Харьк. гос. политехн. ун-т.-Харьков,1996.-9с.-Деп. в ГНТБ Украины.

5. Зубатий С.С., Ковалюх Р.В., Лавинский В.И. Несущая способность одного типа двухпараметрической цилиндрической зубчатой передачи. //Труды V-международной научно-технической конференции: "Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье (MicroCad-97)", Харьков, 1997,-С. 103-105.

6.Зубатий С.С. Программный комплекс FEM-3DZ для исследования напряженно-деформированного состояния многопараметрических зубчатых передач.//Тез.докл.:IV-международная научно-техническая конференция: "Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье (MicroCad-96)", Харьков, 1996,-С.13.

7.Зубатий С.С., Лавинский В.И. Выбор оптимальных параметров плоского механического зубчатого вариатора.//Тез.докл.:III-международная научно-техническая конференция:"Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье (MicroCad-96)", Харьков, 1995,-С.26.

8.Зубатий С.С., Лавинский В.И. Нестеров С.А. Напряженно-деформированное состояние плоского зубчатого вариатора.// Тез.докл.:Научно-техническая конференция: "Проблемы прочности зубчатых передач и редукторостроения", Харьков, 1993,-С.51 .

Особистий внесок автора

В роботах [1,3-6] автор розроблює алгоритм рішення задачі, здійснює його програму реалізацію, одержує чисельні результати і приймає участь в їх узагальненні. В роботах [2,7,8] автор приймає участь в розробці методу рішення задачі, одержує чисельні результати і приймає участь в їх узагальненні.

Анотація

Зубатий С.С. Розробка методів розрахунку та дослідження міцності та жорсткості механічних варіаторів швидкості. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 - динаміка та міцність машин.- Харківський державний політехнічний університет, Харків, 1997.

Розроблена методика для проведення жорсткісно-міцностного аналізу механічних варіаторів швидкості. На підставі методу скінченних елементів

розроблен та оттестован програмний комплекс, що дозволяє розв'язати упругопластичну контактну задачу у тримірній постановці. Перевірена працездатність нової моделі двопараметричної зубчастої передачі. Доведена можливість використання та сформульовані рекомендації по вибору раціональних параметрів для декількох нових конструкцій механічних варіаторів.

Ключові слова: метод скінченних елементів, міцність, жорсткість, контактна задача, механічний варіатор швидкості.

Аннотация

Зубатый С.С. Разработка методов расчета и исследования прочности и жесткости механических вариаторов скорости.- Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 - динамика и прочность машин.- Харьковский государственный политехнический университет, Харьков, 1997.

Разработана методика для проведения жесткостно-прочностного анализа механических вариаторов скорости. На основе метода конечных элементов создан и оттестирован программный комплекс для решения упругопластической контактной задачи в трехмерной постановке. Проверена работоспособность новой модели двухпараметрической зубчатой передачи. Доказана возможность применения и даны рекомендации по выбору рациональных параметров для нескольких новых конструкций механических вариаторов.

Ключевые слова: метод конечных элементов, прочность, жесткость, контактная задача, механический вариатор скорости.

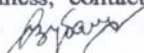
Summary

Zubaty S.S. Velocity mechanical variators strength and stiffness calculation and investigation methods elaboration.-Manuscript.

Thesis for a candidate's degree by speciality 05.02.09 - dynamics and strength of machine.- The Kharkiv State Polytechnical University, Kharkiv, 1997.

Methods for velocity mechanical variators strength and stiffness analyse are developed. Program package for the 3-D contact elastoplastic problem solution is created, by using finite elements method. Serviceability of the new model of the twoparametrical gear is checked. Opportunity of using and optimal design for several new constructions of the mechanical variators is done.

Key words: finite elements method, strength, stiffness, contact problem, velocity mechanical variator.



Підп. до друку 03.11.97. Формат 60х90/16. Папір друк.
Ум. друк. арк. 0.83. Тираж 100. Зам. 905

СП "Кипи-Принт".

Надруковано на ризографі СП "Кипи-Принт".

310022, м.Харків, Держпром, 6-й під'їзд, 7 поверх.

АВ 38.847

Підп. до друку 03.11.97. Формат 60х90/16. Папір друк.
Ум. друк. арк. 0.83. Тираж 100. Зам. 905

СП "КиПи-Принт".

Надруковано на ризографі СП "КиПи-Принт".

310022, м.Харків, Держпром, 6-й під'їзд, 7 поверх.