

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
"ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

Бережний Віталій Олександрович

УДК 621. 833

**ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕВОЛЬВЕНТНИХ ЗУБЦІВ
ПРЯМОЗУБИХ КОЛЕС З РЕГУЛЮЮЧОЮ ЖОРСТКІСТЮ ЗАЧЕПЛЕННЯ НА СТАДІЇ
ПРОЕКТУВАННЯ**

Спеціальність 05.02.02 - машинознавство

Автореферат

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків - 2006

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки України, м. Харків.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор, **Кириченко Анатолій Федорович**, Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки України, професор кафедри нарисної геометрії та графіки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор **Рябчиков Микола Львович**, Українська інженерно-педагогічна академія, м.Харків, професор кафедри технології легкої промисловості.

кандидат технічних наук, доцент **Полетучій Олександр Іванович**, Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського "Харківський авіаційний інститут", м.Харків, доцент кафедри теоретичної механіки та машинознавства.

Провідна установа: Хмельницький національний університет, кафедра машинознавства, Міністерства освіти і науки України, м. Хмельницький.

Захист відбудеться " 17 " травня 2006 р. о 14³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 в Національному технічному університеті "Харківський політехнічний інститут" за адресою: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.

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

Автореферат розісланий " 14 " квітня .2006 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10

Бортовой В.В.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Будучи одним з найбільш розповсюджених видів механічних передач, зубчасті передачі являють собою невід'ємну частину більшості сучасних машин і найчастіше визначають їхню якість і надійність. Тому підвищення технічних і експлуатаційних характеристик зубчастих передач особливо на стадії їхнього проектування є традиційно актуальною задачею. Саме цим можна пояснити інтенсивні дослідження з удосконалення старих і по створенню нових систем зачеплення.

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи циліндричних евольвентних прямозубих передач є поява та успішне застосування зубчастих колес з різними видами модифікацій зубців. У наш час відома велика кількість способів модифікації зубців прямозубих колес, галузі застосування яких постійно збільшуються. Однак існуючі підходи модифікації зубчастих передач не задовольняють практику створення нової техніки, тому що не мають загальної концепції розрахунку та проектування. Тому задача розвитку теорії модифікації зубців різних видів зубчастих передач є актуальною та має важливе наукове, та практичне значення.

Таким чином, актуальність роботи визначається необхідністю розрахунку і проектування різноманітних видів модифікованих прямозубих колес в зв'язку з підвищенням вимог до їхньої якості та довговічності.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі нарисна геометрія і графіка Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" в рамках науково-технічного співробітництва з НДІРедуктор (Д № 04.1.9.2004), з Донецьким машинобудівним заводом (Д № 98/72), та з Майкопським Редукторним заводом (Д 002/1531-04), де здобувач був виконавцем окремих розділів.

Мета і задачі дослідження. *Метою роботи* є створення методики розрахунку напружено-деформованого стану евольвентних зубців модифікованих прямозубих колес, та розробка рекомендацій з вибору раціональних параметрів модифікації зубців на стадії їх проектування.

Для досягнення цієї мети у роботі вирішено такі задачі:

- визначення напрямку та метода рішення задачі напружено-деформованого стану евольвентних зубців циліндричних прямозубих колес і їх модифікацій в трьохмірній об'ємній постановці;
- розробка методики розрахунку об'ємного напружено-деформованого стану евольвентних зубців прямозубих колес з регулюючою жорсткістю зачеплення;
- побудова універсальної математичної моделі прямозубого колеса, відображаючи практично дійсну геометрію зуба, закон його навантаження, граничні умови, конфігурацію та форму модифікації зубців;

- розробка алгоритму та методики чисельного експерименту;
- проведення досліджень впливу параметрів різних модифікацій зубців на жорсткість зуба, при одночасному контролі згинальних напружень на перехідній кривій зуба, з послідуочим порівнювальним аналізом;
- розробка рекомендацій по вибору раціональних параметрів модифікації зубців прямозубих колес на стадії їх проектування.

Об'єкт дослідження. Стандартні та модифіковані циліндричні евольвентні прямозубі передачі.

Предмет дослідження. Характеристики напружено-деформованного стану зубців стандартних та модифікованих колес: згинні напруження на перехідній кривій зуба, пружні переміщення (жорсткість) на головці зуба у вершини.

Методи дослідження. В основу роботи покладено фундаментальні положення теорії зубчастих зачеплень з використанням методів математичної теорії пружності, теорії міцності, математичного аналізу та технології машинобудування.

Наукова новизна одержаних результатів. У роботі отримані наступні нові наукові результати:

- удосконалена методика розрахунку напружено-деформованного стану зубців для модифікованих прямозубих передач, яка враховує вплив параметрів модифікації на характеристики зубців, дозволяючи на стадії проектування відкорректиувати основні параметри зачеплення, які можуть вплинути на довговічність роботи зубчастої передачі;
- розроблений алгоритм та пакет прикладних програм з можливістю подальшого їх вдосконалення та застосуванням до розрахунку модифікованих зубців других типів передач;
- вперше отримані графічні та табличні залежності характеристик прямозубих колес від параметрів вісьмох видів модифікацій зубців: скрізних і не скрізних циліндричних модифікацій зубців, модифікацій з канавками на торцях колеса, модифікацій поверхонь вершин зубців і модифікацій з проточкою вздовж вершини зубця;
- вперше приведені рекомендації по вибору раціональних параметрів модифікацій зубців та виділені найбільш ефективні види модифікацій.

Практичне значення одержаних результатів. Одержані результати дозволяють застосовувати створену методику до розрахунку напружено-деформованного стану зубців різних видів модифікованих прямозубих передач. Під час проведення досліджень одержані результати, які характеризують вплив параметрів восьми різних видів модифікацій на жорсткість і згинні напруження зубця. Приведені рекомендації по застосуванню найбільш раціональних параметрів модифікації зубців, виділені найбільш ефективні види модифікацій.

Розроблена методика, пакет прикладних програм та отримані результати досліджень

використовуються в НДПРедуктор (м. Київ), Донецьким машинобудівним заводом та Майкопським Редукторним заводом при проектуванні модифікованих евольвентних прямозубих передач. Матеріали досліджень можуть бути використані іншими машинобудівними підприємствами і організаціями в процесі проектування та розробці, як визнаних, так і нових видів модифікованих передач. А також можуть бути враховані при розробці геометрії вихідних контурів, норм точності та допусків на виготовлення модифікованих циліндричних передач на рівні документів та державних стандартів.

Особистий внесок здобувача. Особистий внесок здобувача складається в наступному: створена методика, математична модель, алгоритм і програмне забезпечення для чисельного розв'язання задач з розрахунку напружено-деформованого стану евольвентних циліндричних коліс з різноманітними видами модифікацій зубців; вирішені тестові приклади; отримані графічні та табличні залежності, які охоплюють великий діапазон раніше недосліджених видів модифікації зубців; на основі аналізу отриманих результатів виділені найбільш ефективні модифікації зубців; наведені рекомендації щодо вибору раціональних параметрів модифікації зубців.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати, що розглянуті у дисертаційній роботі, були представлені та обговорювалися на наукових конференціях "Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов" (м. Севастополь 2002, 2003, 2004, 2005 р.); "Проблемы информатики и моделирования" (м. Харків 2004 р.); "2-й Международный съезд по теории механизмов и машин" (м. Харків 2005 р.); наукових семінарах кафедр "Деталі машин і прикладна механіка", "Нарисна геометрія і графіка" Національного технічного університета "Харківський Політехнічний інститут".

Публікації. Основні наукові положення і результати досліджень опубліковані в 6 наукових працях у фахових виданнях ВАК України.

Структура й обсяг роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, 4-х розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації 230 сторінок, з них 15 таблиць по тексту, 104 ілюстрацій на 61 стор., 152 найменувань літературних джерел на 12 стор.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету роботи, задачі дослідження, новизну і практичну значимість наукових результатів, наведено інформацію про апробацію роботи та публікації основних результатів.

У **першому розділі** проведений огляд основних видів модифікацій циліндричних зубчастих передач. Даному питанню присвячені перш за все роботи, що виконані Сухоруковим Ю.М. та

Берестневим О.В. Аналіз літератури та патентних джерел показав, що на цей час зібрано великий парк модифікованих зубчастих колес, які володіють певними перевагами та недоліками порівняно до стандартних циліндричних колес. Однак широкого впровадження ці модифіковані колеса не отримали і перш за все із-за відсутності спеціальних методик розрахунку напружено-деформованного стану зубців модифікованих евольвентних прямозубих колес, раціональні параметри яких повинні бути отримані на стадії їх проектування. Зроблено висновок про актуальність дослідженої задачі.

Проведено аналіз основних існуючих напрямків дослідження напружено-деформованого стану евольвентних зубців циліндричних колес в прямозубому виконанні при згині. Розглянуто основні положення найбільш поширених методів за допомогою робіт, які виконані Айрапетовим Е.Л., Брагіним В.В., Вулгаковим Е.Б., Державцем Ю.А., Заріф'яном А.А., Заблонським К.І., Устиненком В.Л., Кириченком А.Ф. та іншими дослідниками. Аргументовано доведено, що головним недоліком раніше застосованих підходів, як то: модель консольних балок обмеженої довжини, конформного відображення зубців на півплощину та інші, є насамперед необґрунтована ідеалізація геометрії розрахункових моделей, граничних умов, а також зведення задач об'ємного напружено-деформованого стану до задач у плоскому розгляді. Відзначено, що застосування цих існуючих спрощених методів не дозволяє виконувати дослідження впливу параметрів модифікації на напружено-деформований стан зубців модифікованих колес на стадії проектування. На основі аналізу переконливо доведено, що вирішити зазначені питання спроможна методика, яка містить математичний апарат теорії пружності з реалізацією метода кінцевих елементів. Висока точність отриманих результатів, надійність, відсутність зазначених раніше недоліків, можливість подальшого вдосконалення та вивчення впливу на напружено-деформований стан параметрів модифікації зубців циліндричних передач в іншому виконанні - це ті переваги, які незаперечно дозволяють використовувати прийняту в дисертації методику.

На основі проведеного огляду і аналізу було визначено мету і задачі дисертації.

У другому розділі розглянуті питання побудови геометрії математичних моделей та теорії зачеплення. Наведені тільки ті положення, які безпосередньо застосовані в побудові геометрії об'ємної кінцево-елементної моделі модифікованого циліндричного евольвентного зубчастого колеса. При побудові розрахункової моделі зубця евольвентних коліс використано методику в якій евольвентний профіль будується визначенням товщини зубця на різних радіусах (рис.1). Рівняння евольвенти у параметричному вигляді в полярних координатах мають наступні залежності:

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{r_0 (\alpha_x + \theta_x)}{r_0} = \alpha_x + \theta_x, \quad (1)$$

звідки

$$\theta_x = \operatorname{tg} \alpha_x - \alpha_x = \operatorname{inv} \alpha_x, \quad (2)$$

і надалі

$$r_x = r_0 / \cos \alpha_x, \quad (3)$$

де $\operatorname{inv} \alpha_x$ – інволюта α_x , або евольвентна функція α_x ;

Рис.1 Визначення товщини зубця.

Рівняння (2) – (3) дають змогу розрахувати товщину зубця на різному радіусі, виходячи з того, що товщина зубця на радіусі ділильного кола становить:

$$S = \frac{\pi m}{2} + 2\chi \times m \times \operatorname{tg} \alpha, \quad (4)$$

де m – модуль зачеплення зубчастого колеса, χ – кут зачеплення зубчастого колеса, α – коефіцієнт корекції.

З рис.1 видно, що

$$S_x = 2\gamma_x r_x, \quad (5)$$

де r_x – радіус на якому потрібно визначити товщину зубця S_x .

Кути u і u_x визначаються з рівняння (2) враховуючи, що для точки W (полюсу), яка знаходиться на початковому колі:

$$r_x = r_i = \frac{r_0}{\cos \alpha_i} = \frac{r_0}{\cos \alpha}, \quad (6)$$

тобто для 20° зачеплення:

$$\alpha_i = \alpha = 20^\circ, \quad \theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = \operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ - 20^\circ (\pi/180^\circ), \quad (7)$$

Таким чином, товщина зубця S_x на різному радіусі r_x має наступне рівняння:

$$S_x = 2r_x \left(\frac{\pi}{2z} + \frac{2\chi}{z} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_x \right), \quad (8)$$

Радіус закруглення у основи інструментального контуру зубців дорівнює:

$$r_i = c_0 m / (1 - \sin \alpha), \quad (9)$$

де c_0 – значення радіального зазору.

Задачу розрахунку напружено-деформованого стану можливо представити у варіаційній постановці. З умови, що мінімум повної енергії у вигляді варіації дорівнює:

$$\delta \mathcal{E}(u) = 0, \quad (10)$$

ця задача може бути вирішена у вигляді:

$$\mathcal{E}(u) = \frac{1}{2} \iiint_V (Au)^T DAu dV - \iint_{s1} (u)^T g_s dS - \iiint_V (u)^T \rho dV, \quad (11)$$

де $\mathcal{E}(u)$ – повна енергія всієї пружної області, u – переміщення, A – матриця операцій диференціювання, D – матриця пружних постійних.

В межах пружного кінцевого елемента (рис.2) поле переміщень може бути представлено у вигляді:

$$u_i^r(x, y, z) = a_{1i} + a_{2i}x + a_{3i}y + a_{4i}z + a_{5i}xy + a_{6i}yz + a_{7i}xz + a_{8i}xyz, \quad (12)$$

$$u^r = U^r q^r, \quad (13)$$

$$\varepsilon^r = Au^r = AU^r q^r = B^r q^r, \quad (14)$$

$$\sigma^r = D\varepsilon^r = DB^r q^r, \quad (15)$$

Рис.2 Кінцевий 8-ми вузловий елемент. де, $u^r, \varepsilon^r, \sigma^r$ – вектори переміщень, деформацій та напруг в елементі r ; U^r – матриця апроксимируючих функцій та q^r – вузлові пружні переміщення в межах елемента.

Вище приведені формули, які справедливі для будь-якого вузла r системи вузлів. Виконавши дискретизацію пружного тіла, складено рівняння рівноваги для кожного вузла. Об'єднавши усі ці рівняння, отримаємо залежності між зовнішніми вузловими силами та вузловими переміщеннями для всього тіла:

$$Kq = P + \tilde{P}, \quad (16)$$

де, K – матриця жорсткості всього тіла, q – вузлові переміщення в об'ємі всього тіла, P – вектор вузлових зосереджених сил в вузлах тіла, \tilde{P} – вектор вузлових сил еквівалентний зовнішневузловому навантаженню.

Рішення лінійних алгебраїчних рівнянь (16) дає матрицю невідомих вузлових переміщень. Надалі, маючи значення вузлових переміщень, знаходимо компоненти векторів переміщень та тензору напруги.

Для коректного вирішення задачі розрахунку напружено-деформованого стану зубців зубчастих коліс були розроблені та прийняті граничні умови, які мають в роботі наступний вигляд (17) – (18). У зв'язку з тим, що має місце жорстке закріплення колеса по циліндричній поверхні під вал, то відповідно виконується вимога

$$u_{val}(x, y, z) = 0, \quad (17)$$

а на поверхні контакту, де у вузлах елементів задані значення та характер навантаження виникає відповідна нормальна напруга, що пропорційна навантаженню. На інших поверхнях зубчастого колеса, вільних від навантаження, нормальна напруга близька до нуля, що відповідає вимозі

$$\sigma_N \rightarrow 0, \quad (18)$$

На сучасному етапі розробок в галузі математичних методів теорії пружності і розвитку обчислювальної техніки стало можливим в даній роботі в *першому наближенні* оцінити вплив параметрів модифікації зубців на *жорсткість* зубців з одночасним врахуванням *згинних напружень* на перехідній кривій зубця.

Взагалі під жорсткістю зубця розуміють зусилля, яке викликає одиничну деформацію зубця по лінії дії цього зусилля. Жорсткість зубця величина обернена його податливості:

$$C_{zac} = \frac{1}{K_{zac}} = C_1 + C_2 = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} = \frac{F_N}{u_{1p}} + \frac{F_N}{u_{2p}} = \frac{F_n(u_{1p} + u_{2p})}{u_{1p}u_{2p}}, \quad (19)$$

де, C_{zac} , K_{zac} – жорсткість та податливість зачеплення, C_n , K_n – жорсткість та податливість зубця, F_N – нормальне зусилля, u_{np} – результуючі переміщення уздовж лінії зачеплення, ($n=1$ – шестерня, $n=2$ – зубчасте колесо).

Згідно ДОСТ 21354–87 для прямозубих передач розрахунок зубців на витривалість при згині здійснюється по формулі:

$$\sigma_F = Y_F \frac{q_{Fl}}{m} \leq [\sigma_F], \quad (20)$$

де, Y_F – коефіцієнт форми зуба, q_F – максимальне напруження згину, $[\sigma_F]$ – допускаєме напруження згину. В нашому випадку замість Y_F без яких-небудь змін може бути підставлено значення обчислене методом кінцевих елементів.

Поставлена задача була вирішена ітераційним шляхом: першим кроком якої є отримання характеристик пружних переміщень та напружень згину зубця для стандартних евольвентних колес. Другим кроком є розрахунок пружних переміщень та напружень згину зубця для модифікованих евольвентних колес. І третій крок – порівняння отриманих результатів для стандартних і модифікованих прямозубих колес.

Таблиця 1.

Досліджуванні види модифікацій зубців прямозубих колес.

№	модифікації	параметри модифікації	значення параметрів модифікації
1.	Модифікація зубців з циліндричним отвором у формі кола	$R_{\zeta o}$ R_o	$[R_f - m, \dots, R_f + 7m/4]$, шаг= $m/4$ $[m/4, m/3, m/2]$
2.	Модифікація зубців з циліндричним отвором у формі еліпса	$R_{\zeta \varepsilon}$ $R_{\varepsilon m}$ $R_{\varepsilon b}$	$[R_f - m, \dots, R_f + 7m/4]$, шаг= $m/4$ $[m/5, m/4, m/3]$ $[m/4, m/3, m/2]$
3.	Циліндрична не скрізна модифікація зубців у формі кола.	$R_{\zeta o}$ R_o G_{so}	$[R_f + 3m/4, \dots, R_f + 7m/4]$, шаг= $m/4$ $[m/4, m/3, m/2]$ $[m/8, m/4, 3m/8]$
4.	Модифікація зубців з круговими канавками на торцях зубчастого венця.	$R_{\zeta k}$ V_k G_{sk}	$[R_f - m, \dots, R_f - m/4]$, шаг= $m/4$ $[m/8, m/4, 3m/8, m/2]$ $[m/8, m/4]$
5.	Модифікація зубців з круговими канавками на торцевих поверхнях зубців.	$R_{\zeta k}$ V_k G_{sk}	$[R_f + m/2, \dots, R_f + 7m/4]$, шаг= $m/4$ $[m/8, m/4, 3m/8, m/2]$ $[m/8, m/4]$
6.	Одностороння східчаста модифікація поверхні вершин зубців.	$R_{m \nu \varepsilon}$ $S_{\varepsilon \nu \varepsilon}$	$[R_f + 7m/4, \dots, R_f + 17m/8]$, шаг= $m/8$ $[m/4, m/2, 3m/4]$
7.	Двостороння східчаста модифікація поверхні вершин зубців.	$R_{m \nu \varepsilon}$ $S_{\varepsilon \nu \varepsilon}$	$[R_f + 7m/4, \dots, R_f + 17m/8]$, шаг= $m/8$ $[m/8, m/4, 3m/8]$
8.	Модифікація з проточкою вздовж вершини зубця	$R_{\zeta n p}$ $S_{n p}$	$[R_f + 5m/4, \dots, R_f + 2m]$, шаг= $m/4$ $[0.1m, 0.2m, 0.3m]$

Для адекватного зрівняння характеристик стандартних і модифікованих колес необхідно мати однакові початкові дані. Модуль зачеплення $m=1$, число зубців шестерні $z=20$, вугол вихідного контуру $\beta=20^\circ$, нормальне рівномірно-розподілено по ширині зубчастого венця зусилля $F_n - 1$ кГ/мм, ширина зубчастого венця $b_w=1$ м. Матеріал – легірована сталь з наступними параметрами: модуль пружності $E=2.06e11$ Па, модуль пружності 2-го роду $G=7.92e10$ Па, питома вага $\rho=7.75$ кг/м³, коефіцієнт Пуассона $\nu=0.28$.

В даній роботі досліджені вісім різних модифікацій прямозубих колес, направлених перш за все на зниження жорсткості зубця. Всі параметри модифікацій виражені через модуль зачеплення m . В таблиці 1 наведені назви, параметри модифікації зубців і їх значення.

У третьому розділі на основі теоретичних розробок другого розділу побудовано алгоритм та методика проведення численних досліджень напружено-деформованого стану зубців на кінцево-елементних моделях циліндричних евольвентних стандартних і модифікованих коліс.

Структурно увесь обчислювальний процес поділений на п'ять етапів.

На першому етапі відбувається попереднє визначення геометричних параметрів, параметрів

модифікації та величин навантажень зубців прямозубого колеса за допомогою розробленої програми на Maple-мові. Отримана база вихідних даних в діалоговому режимі вводиться і реалізується безпосередньо у кінцево-елементному комплексі. На другому етапі відбувається процес побудови геометрії моделі зубчастого колеса з різними модифікаціями та без них. Здійснюється дискретизація моделі та генерація кінцево-елементної сітки, реалізуються граничні умови, задаються фізичні властивості зубчастих колес. На третьому етапі здійснюється процес обробки інформації і обчислення по методиці, яка наведена у другому розділі. Четвертий етап дозволяє отримувати та аналізувати результати, як по переміщенням, так і по напрузі, і надавати їх в графічному і табличному вигляді. На п'ятому етапі за допомогою програми розробленої на Maple-мові виконується розрахунок жорсткості зубців

Розрахункова модель прийнята у вигляді зубчастого колеса в цілому. Випадок, у якому зусилля прикладається у вершині зубця, а плече цієї сили максимальне – є головним при розрахунку напружень згину. Запропонована розрахункова модель тим більш доцільна, що зростання часу, який необхідно затратити на проведення розрахунків, в наслідок збільшення кількості кінцевих елементів незначний.

Друга частина третього розділу присвячена оцінці вірогідності розробленої методики. Нова методика дозволяє отримати рішення трьохмірної задачі пружності не тільки для зубців практично реальної конфігурації, а також і для тих випадків, коли зубці апроксимуються спрощеними аналогами. Так оцінка вірогідності результатів щодо розрахунку пружно-деформованих характеристик зубців виконувалася на спрощених моделях у вигляді консольних плит і порівнювалася з результатами отриманими в роботі Кириченко А.Ф. *. Розбіжність розрахунків не перевищує 6%. Оцінка вірогідності щодо розрахунку пружно-напружених характеристик зубців виконувалася на моделях реальних зубців і порівнювалася з методикою Устиненко В.Л. **, у основі якої лежить метод конформного відображення контуру зубця на полуплощину, і яка представлена ДОСТом 21354-87. Розбіжність розрахунків не перевищує 7%.

Таким чином, розроблена у роботі методика дозволяє достатньо ефективно визначати податливість на вершині зубця з одночасним врахуванням згінних напружень на перехідній кривій.

а

б

Рис.3 Максимальні напруження згину (а) та податливість (б) зубців прямозубих колес.

Третя частина третього розділу присвячена знаходженню об'ємного напружено-деформованого стану зубців прямозубих колес навантажених у вершині за допомогою розробленої методики. Результати досліджень для зубців зі стандартним вихідним контуром (ГОСТ 13755–81) в залежності від кількості зубців z приведені на рис.3.

*Кириченко А.Ф. Теория, расчёт и анализ объёмного напряжённо-деформированного состояния зубьев цилиндрических

колѣс при изгибе: Диссертация ... д.т.н. –Харьков., -1991 –498с.

**Устиненко В.Л. Напряжённое состояние зубьев цилиндрических прямозубых колѣс. –М.:Машиностроение. –1972. –92с.

У четвертому розділі наведено результати досліджень проведених на математичних моделях восьми різноманітних модифікацій. Досліджуємі види модифікацій зубців прямозубих колес було поділено на декілька умовних груп.

Перша група складається з модифікації зубців з циліндричним отвором в формі кола, в формі еліпса, та циліндричної не скрізної модифікації зубців в формі кола. На рис.4, 5, 6 приведені розрахункові моделі першої групи модифікацій.

Рис.4 Модифікація зубців з циліндричним отвором в формі кола

Рис.5 Модифікація зубців з циліндричним отвором в формі еліпса

Рис.6 Циліндрична не наскрізна модифікація зубців в формі кола.

Ця група модифікацій володіє очевидними перевагами: вона не торкається робочої поверхні зуба, а тому і не потребує розробки спеціального зубцевообробного інструмента; не приводить до збільшення габаритів передачі, а її виготовлення не є складною виробничою задачею.

На рис.7 приведені результати розрахунків модифікацій з циліндричним отвором у формі кола і еліпса уздовж осьової лінії зубця. Видно, що криві достатньо добре погодяться за характером, а при визначеному підборі параметрів R_0 і $R_{эб}$, $R_{эм}$ можливо отримати однакові значення напружено-деформованих характеристик зубців для різних модифікацій. Тобто, форма циліндричного отвору не має вирішального впливу на характеристики зубця, скоріш за все вирішальним є об'єм вирізаного отвору. Найбільш ефективні співвідношення параметрів для циліндричних модифікацій досягають на головці зубця. А зменшення глибини отвору G_{so} приводить до зниження податливості

а

б

Рис.7 Залежність напружень згину (а) і податливості (б) зубця від параметрів модифікацій

з циліндричним отвором у формі кола і еліпса $R_{\text{эб}}$, $R_{\text{эм}}$ и R_o .

а

б

Рис.8 Залежність напружень згину (а) і податливості (б) зубця від параметрів модифікацій з циліндричним не скрізним отвором в формі кола R_o і G_{so} .

зубця рис.8. На рис.9 приведені деякі рекомендації по застосуванню циліндричних модифікацій прямозубих колес.

Таким чином, виходячи з отриманих результатів досліджень трьох циліндричних модифікацій зубців маємо, що найменш трудомісткою і найбільш ефективною є скрізна модифікація з циліндричним отвором у формі кола.

Вибір R_o при $R_{\text{цo}}=R_f+3m/2$, для $z=20$, $bw=1m$.

Вибір $R_{\text{эб}}$, $R_{\text{эм}}$ при $R_{\text{цэ}}=R_f+7m/4$, для $z=20$, $bw=1m$.

Вибір R_o при $R_{\text{цo}}=R_f+3m/2$, $G_{so}=m/8$ для $z=20$, $bw=1m$.

Вибір R_o при $R_{\text{цo}}=R_f+3m/2$, $G_{so}=m/4$ для $z=20$, $bw=1$

Рис.9 Рекомендації по застосуванню циліндричних модифікацій зубців.

Другу групу модифікацій об'єднує єдиний спосіб поліпшення податливості зубця за рахунок використання торцевих канавок (рис.10, 11), що забезпечує підвищення податливості зубців на торцях колеса і зберігає жорсткість у серединному перетині. Недоліком модифікації зубців з круговими канавками на торцевих поверхнях зубців є деяке викривлення робочого профілю зубця за рахунок зменшення площадки контакту зубців на модифікованій ділянці. У той же час модифікація зубців з круговими канавками на торцевих поверхнях зубчатого венця позбавлена недоліку. Загальним позитивом є не трудомістке виготовлення цих модифікацій.

Результати досліджень приведені на рис.12. Порівнюючи графіки двох модифікацій відзначимо, що модифікація з канавками на торцевих поверхнях зубців має кращі показники, як по напруженням згину, так і по податливості зубця. Однак при виборі параметрів цієї модифікації слід враховувати можливе збільшення контактних напружень особливо в полюсній зоні при великих G_{sk} . Деякі рекомендації по застосуванню модифікацій з канавками на торцевих поверхнях зубця і зубчатого венця наведені на рис.13.

Варто звернути увагу на те, що найкращі показники модифікації другої групи мають саме максимально віддаляючись від радіуса впадин R_f , що свідчить про підтвердження результатів отриманих для циліндричних модифікацій. Якщо ж порівняти криві (рис.7) і (рис.12), можливо виділити у цілому загальний характер і збіжність змін у

Рис.10 Модифікація зубців з круговими канавками на торцевих поверхнях зубців.

Рис.11 Модифікація зубців з круговими канавками на торцях зубчастого венця.

а

б

Рис.12 Залежність напружень згину (а) і податливості (б) зубця від параметрів модифікацій з канавками на торцевих поверхнях зубця та зубчастого венця V_k і G_{sk} .

вздовж осі зубця кривих модифікацій першої та другої груп. Але по ефективності циліндричні модифікації перевершують модифікації з канавками на торцевих поверхнях прямозубих колес, підтверджує це і порівняння їх чисельних даних.

Вибір V_k при $R_f + 5m/4, G_{sk} = m/8$, для $z=20, bw=1m$

Вибір G_{sk} при $R_f + 3m/2, V_k = m/4$, для $z=20, bw=1m$

Вибір V_k при $R_{цк} = R_f - m, G_{sk} = m/4$, для $z=20, bw=1m$.

Вибір G_{sk} при $R_{цк} = R_f - m, V_k = 3m/8$ для $z=20, bw=1m$

Рис.13 Рекомендації по застосуванню модифікації з канавками на торцевих поверхнях зубців та зубчастого вінця.

Інтенсивним джерелом виникнення коливань в прямозубих передачах є – періодичне змінювання жорсткості по фазі зачеплення, це пов'язано з находженням в зачепленні то однієї, то двох пар зубців. Якщо прийняти, що жорсткість пропорційна сумарній довжині контактних ліній, то досягти її сталості можливо шляхом використання модифікацій третьої групи – східчастих модифікацій поверхонь зубців (рис.14, 15). Модифікація поверхонь вершин зубців здійснюється як у колеса, так і у шестерні.

Але східчасті модифікації зубців мають і деякі недоліки: погіршуються умови змащення, тому що зменшується площа поверхні головки зубця, асиметрична форма зубця викликає нерівномірне розподілення напружень, не забезпечуються оптимальні умови охолодження, не виключається крайковий удар та порушення плавності зачеплення при наявності перекосу осей

передачі.

Результати досліджень приведені на рис.16. Аналіз отриманих графіків свідчить про те, що значення напружень згину і податливості зубців слабко зменшуються зі збільшенням R_{mv} , а залежать переш за все від параметра S_{zv} . В наш час має місце позитивний досвід експлуатації зубчастих передач, де найбільш повне вирівнювання сумарної довжини контактних ліній для односторонньої модифікації поверхонь вершин зубців здійснюється при $S_{zv}=m/2$, а для двосторонньої модифікації зубців при $S_{zv}=m/4$. Дослідження отримані в даній роботі підтверджують ці ствердження.

Рис.14 Одностороння східчаста модифікація поверхні вершин зубців.

Рис.15 Двостороння східчаста модифікація поверхні вершин зубців.

а

б

Рис.16 Залежність напружень згину (а) і податливості (б) зубця від параметрів східчастих модифікацій поверхонь вершин зубців S_{zv} .

Порівнювання отриманих величин напружень згину і податливості зубця для модифікацій зубців третьої групи при їх оптимальних значеннях свідчать про те, що одностороння модифікація поверхонь вершин зубців більш ефективна ніж двостороння модифікація зубців. Але двостороння модифікація поверхонь вершин зубців обґрунтовано вважається менш напруженою. Рекомендації по вибору параметрів східчастих модифікацій зубців наведені на рис.17.

Вибір $S_{zv}(o)$ при $R_f+7m/4$, для $z=20$, $bw=1m$.

Вибір $S_{zv}(o)$ при $R_f+15m/8$, для $z=20$, $bw=1m$.

Вибір $S_{zv}(\partial)$ при $R_f+7m/4$, для $z=20$, $bw=1m$.

Вибір $S_{zv}(\partial)$ при $R_f+15m/8$, для $z=20$, $bw=1m$.

Рис.17 Рекомендації по застосуванню східчастих модифікацій поверхонь вершин зубців.

Особовий інтерес представляє порівняння ефективності модифікацій третьої групи з модифікаціями першої і другої груп. Якщо обмежитися порівнянням суцільно чисельних даних напружень згину і пружних зміщень зубців у фазі роботи двохпарного зачеплення, відзначимо, що ефективність східчастих модифікацій зубців декілька вище ніж циліндричних модифікацій зубців, та перевищує в середньому в два рази модифікації з канавками на торцевих поверхнях зубців та

зубчастого вінця.

З усієї розмаїтості розглянутих шляхів удосконалення прямозубих передач найбільш широкі можливості має модифікація четвертої групи – модифікація з проточкою вздовж вершини зубця рис.18. Ця модифікація володіє перевагами: вона не торкається робочої поверхні зуба, тобто не потребує розробки спеціального зубцевообробного інструмента, і її виготовлення не є складною виробничою задачею.

Результати розрахунків приведені на рис.19. Найкращій ефект модифікація з проточкою вздовж вершини зубця досягає на головці зубця. При чому вирішальним є глибина проточки, а не її ширина. Збільшення глибини проточки нижче ділильного діаметра зубця суттєво підвищує напруження згину.

По своїм показникам (податливість і напруження згину зубця) модифікація четвертої групи перевершує модифікації першої, другої, та третьої груп. Рекомендації по вибору параметрів східчастих модифікацій зубців наведені на рис.20.

Рис.18 Модифікація з проточкою вздовж вершини зубця.

а б

Рис.19 Залежність напружень згину (а) і податливості (б) зубця від параметрів модифікації з проточкою вздовж вершини зубця S_{np} та R_{znp} .

Вибір S_{np} при $R_f+3m/2$, для $z=20$, $bw=1m$.

Вибір S_{np} при $R_f+7m/4$, для $z=20$, $bw=1m$.

Рис.20 Рекомендації по застосуванню модифікацій з проточкою вздовж вершини зубця.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача, яка складається в розробці ефективної методики розрахунку напружено-деформованого стану зубців модифікованих циліндричних евольвентних прямозубих передач, що дозволяє визначати їх раціональні параметри модифікації зубців ще на стадії проектування.

Найбільш важливі наукові і практичні результати дисертаційної роботи містять наступне:

1. Проведено огляд існуючих видів модифікації евольвентних циліндричних зубчастих передач, на основі чого сформульовано висновок про те, що істотне підвищення несучої здатності, зниження габаритних розмірів і ваги зубчастих передач, підвищення податливості, поліпшення їхніх вібраційних характеристик може бути досягнуте за допомогою застосування різних модифікацій зубців. Однак відзначено, що позитивних результатів від використання подібних передач можливо досягти тільки при забезпеченні правильного вибору параметрів модифікації зубців. Так само зазначено, що широкого впровадження ці модифіковані колеса не отримали і насамперед через відсутність спеціальних методик по розрахунку напружень в модифікованих зубцях.

2. Проведено аналіз основних напрямків при дослідженні напружено-деформованого стану зубців евольвентних прямозубих колес. Відзначено, що відомі дотепер методики розрахунку напружень згину та податливості зубців у задачах даного класу вимагають істотних змін і доробки, унаслідок того, що вони не враховують багатьох факторів, базуються на застарілих поглядах про напружено-деформований стан зубців, зовсім відсутня теоретична база про облік змін напружено-деформованого стану при виробництві тієї чи іншої модифікації. Виходячи зі специфіки об'єкта дослідження був обраний науково обґрунтований метод дослідження математичної теорії пружності, з чисельною реалізацією в методі кінцевих елементів.

3. Удосконалено методику розрахунку об'ємного напружено-деформованого стану зубців для модифікованих евольвентних прямозубих колес, яка заснована на використанні математичного апарату і програмного комплексу метода кінцевих елементів. Запропоновано в першому наближенні оцінювати вплив параметрів різних модифікацій зубців за згінну податливість зубців при одночасному контролі напружень згину на перехідній кривій.

4. Одержано математичні моделі напружено-деформованого стану для модифікованих колес з суворим обліком геометричних, фізичних параметрів та граничних умов. Значна увага тут приділена дослідженню впливу параметрів модифікації на напружено-деформований стан зубців прямозубих колес, що дає змогу вибору його найбільш раціональних геометричних параметрів модифікації ще на стадії проектування.

5. Розроблено методику і алгоритм чисельних експериментів напружено-деформованого стану стандартних і модифікованих прямозубих колес з використанням кінцево-елементного пакета та пакета адаптованих до нього програм. Наведено рекомендації з реалізації умов навантаження на

математичних моделях, на вибір параметрів кінцево-елементної розбивки, як у зоні перехідної кривої, так і на вершині зуба

6. Встановлено достатню ступінь вірогідності запропонованого методу для розрахунку об'ємного напружено-деформованого стану зубців стандартних евольвентних прямозубих колес шляхом їхнього тестування на окремих спрощених моделях зубців, яке виявило, що розходження між отриманими чисельними рішеннями і результатами відомими з літератури не перевищує 6–7%.

7. Проведено дослідження об'ємного напружено-деформованого стану зубців стандартних евольвентних прямозубих колес. Отримано картини розподілення податливості при рівнобіжному контролі зміни напружень згину зубців.

8. Отримано залежності напружень згину і податливості зубця в залежності від параметрів модифікації прямозубих колес модифікованих з циліндричним отвором в формі кола, в формі еліпса та не скрізним отвором у формі кола; з круговими канавками на торцевих поверхнях зубця та зубчастого венця; з односторонньою і двосторонньою східчастою модифікацією поверхні вершин зубців; та з проточкою вздовж вершини зубця.

9. Проведено порівняльний аналіз і узагальнення результатів для досліджуваних видів модифікації, на основі яких, виділені найбільш ефективні види модифікацій. Також приведені рекомендації по вибору раціональних параметрів модифікацій зубців.

10. Отримані матеріали та результати досліджень використовуються в НДІРедуктор (м. Київ), на Донецькому Машинобудівному заводі та на Майкопському Редукторному заводі. Це підтверджено актами про впровадження науково-дослідної роботи.

СПИСОК ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Кириченко А.Ф., Бережной В.А. Регулирование жёсткости эвольвентных прямозубых передач технологическим способом. // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2004. – Вип.28.- С.142-149.

Здобувач розглянув основні положення методики розрахунку напружено-деформованого стану зубців модифікованих евольвентних циліндричних коліс щодо отримання жорсткості зубців. Розглянув вплив на жорсткість зубця модифікації з циліндричним отвором у формі кола при $R_o=[m/4, m/2]$, $R_{\omega o}=[R_f-m/2, R_f+m/4]$.

2. Кириченко А.Ф., Бережной В.А. Перспективы улучшения работы эвольвентных передач. // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2004. – Вип.31.- С.82-88.

Здобувач виконав подальшу розробку методики розрахунку напружено-деформованого стану зубців модифікованих евольвентних циліндричних коліс щодо отримання напруги згину зубців. Отримав вплив на напруження згину зубця модифікації з циліндричним отвором у формі

кола при $R_o=[m/4, m/2]$, $R_{\zeta o}=[R_f-m/2, R_f+m/4]$.

3. Кириченко А.Ф., Бережной В.А. Математическое моделирование геометрии зуба при расчёте напряжённо-деформированного состояния эвольвентных прямозубых передач. // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2004. – Вип.46.- С.78-85.

Здобувач розглянув вплив модифікації з циліндричним отвором у формі кола на жорсткість зубця при одночасному контролі напруги згину при $R_o=[m/4, m/3, m/2]$, $R_{\zeta o}=[R_f-m, R_f+5m/4]$.

4. Кириченко А.Ф., Бережной В.А. Пути повышения работоспособности эвольвентных прямозубых передач. // Вісник науки і техніки. // Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, ТОВ “Харківський будинок науки і техніки” – Харків: ТОВ “ХБНТ”, 2004. – Вип.4(19).- С.4-11.

Здобувач виконав чисельні дослідження впливу модифікації з циліндричним отвором у формі еліпса на жорсткість зубця та напруження згину при $R_e=[m/2, m/3]$, $R_e=[m/3, m/4]$, $R_e=[m/4, m/6]$, $R_{\zeta e}=[R_f-m, R_f+5m/4]$.

5. Кириченко А.Ф., Бережной В.А. К вопросу об изменении изгибной жёсткости прямых эвольвентных зубьев модифицированных не сквозным отверстием в осевом направлении. // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2005. – Вип.39.- С.89-92.

Здобувач оцінив вплив циліндричної не наскрізної модифікації в формі кола на жорсткість зубця при контролі напруження згину $G_{so}=[m/8, m/4]$, $R_o=[m/4, m/3, m/2]$, $R_{\zeta o}=[R_f+3m/4, R_f+7m/4]$.

6. Кириченко А.Ф., Бережной В.А. Влияние модификации в виде проточки вдоль вершины зуба на его изгибную жёсткость. // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2005. – Вип.40.- С.131-134.

Здобувач розглянув вплив модифікації у вигляді проточки уздовж вершини зубця на жорсткість зубця при контролі напруження згину при $S_{np}=[0.1m, 0.2m, 0.3m]$, $R_{2np}=[R_f+5m/4, R_f+2]$.

АНОТАЦІЇ

Бережний В.О. Дослідження напружено-деформованого стану евольвентних зубців прямозубих колес з регулюючою жорсткістю зачеплення на стадії проектування. – *Рукопис*.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.02.02 - машинознавство. - Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Харків, 2005.

Запропоновано для вирішення складної та актуальної задачі дослідження напружено-деформованого стану евольвентних зубців модифікованих прямозубих колес

використовувати широкі можливості варіаційного методу кінцевих елементів та розробленої на його основі об'ємної моделі розрахунку. Визначено можливості методу у вирішенні задачі впливу різноманітних модифікацій зубців на жорсткість зубців при одночасному контролі напружень згину. Розроблено алгоритм та пакет прикладних програм з наступною реалізацією їх в методиці розрахунку напружено-деформованного стану евольвентних зубців модифікованих прямозубих передач.

Отримані залежності напружень згину та податливості зубців від параметрів восьми різних модифікацій зубців. На основі цих даних для кожної модифікації зубців розроблені рекомендації з вибору її раціональних параметрів. Показано, що серед циліндричних модифікацій зубців найменш трудомісткою і найбільш ефективною є наскрізна модифікація з циліндричним отвором у формі кола. Модифікація з канавками на торцевих поверхнях зубців по впливі на напружено-деформованні характеристики перевершує модифікацію з канавками на торцях зубчатого венця. Досліджені та проаналізовані східчасті модифікації поверхонь зубців. Показано, що при раціональних параметрах одностороння модифікація зубців є більш оптимальною. Зазначено, що модифікація з проточкою уздовж вершини зубця є найбільш ефективною серед досліджуваних у цій роботі модифікацій колес.

Основні результати праці знайшли своє промислове впровадження.

Ключові слова: прямозубе колесо, евольвентний зубець, регулювання жорсткості зачеплення.

Бережной В.А. Исследование напряжённо-деформированного состояния эвольвентных зубьев прямозубых колёс с регулируемой жёсткостью зацепления на стадии проектирования. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 - машиноведение. - Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", Харьков, 2005.

Диссертация посвящена созданию методике расчёта напряжённо-деформированного состояния эвольвентных зубьев модифицированных прямозубых колёс, а так же разработке рекомендаций по выбору рациональных параметров модификации зубьев на стадии их проектирования.

Показано, что на данный момент известен большой парк модифицированных зубчатых колёс, обладающих определёнными достоинствами и недостатками по сравнению со стандартными колёсами. Однако широкого внедрения эти модифицированные колёса не получили и прежде всего

из-за отсутствия специальных методик по расчету напряженно-деформированного состояния зубьев модифицированных эвольвентных прямозубых колёс, рациональные параметры которых должны быть определены ещё на стадии проектирования. Показана актуальность работы, которая определяется необходимостью расчёта и проектирования различных видов модифицированных прямозубых колёс в связи с повышением требований к их качеству и долговечности. Обобщённый анализ основных направлений при исследовании напряженно-деформированного состояния зубьев эвольвентных прямозубых колёс показал, что использование существующих упрощённых двумерных методов не позволяют выполнить исследования влияние параметров модификации на напряженно-деформированное состояние зубьев модифицированных колёс на стадии проектирования. Сделан вывод о том, что на современном этапе развития вычислительной техники и аппарата вариационного исчисления, наиболее перспективным, с достаточно высокой точностью получаемых результатов, является использование метода конечных элементов.

В данной работе, в качестве расчётной математической модели, использована модель в виде всего зубчатого колеса с одним зубом. Это дало возможность учесть влияние на исследуемый зуб конструктивных особенностей различных параметров модификаций зубьев. Такой подход позволил решить задачу выбора рациональных параметров модификации зуба ещё на стадии проектирования, определить жесткостные характеристики зуба при параллельном контроле напряжений изгиба в галтели зуба.

Геометрия расчётной модели построена на основе методики Александрова Л.И., согласно которой профиль зуба строится определением толщины зуба на различных радиусах. Построена и обоснована конечно-элементная модель зубчатого колеса. Выбран исходный конечный элемент, осуществлено задание граничных условий.

Разработан алгоритм определения влияния параметров модификации зуба на напряженно-деформированные характеристики зубчатого колеса. Проведена единая параметризация для различных видов модифицированных колёс. Разработана методика численного эксперимента. Показана общая организация вычислительного процесса, алгоритм и структура используемого программного пакета. Приведена и обоснована реализация условий нагружения на математических моделях, а так же определение напряженно-деформированных характеристик зуба в вычислительном процессе.

Установлена достаточная степень достоверности и преемственности предложенной методики для расчёта объёмного напряженно-деформированного состояния зубьев стандартных эвольвентных прямозубых колёс. На основе разработанной автором методики были проведены исследования объёмного напряженно-деформированного состояния зубьев стандартных прямозубых колёс, а также стало возможным изучить влияние восьми различных видов модификаций зубьев на напряженно-деформированные характеристики эвольвентных зубьев

прямозубых колёс.

Получены зависимости напряжений изгиба и податливости зуба от параметров различных модификаций зубьев. На основе этих данных для каждой модификации зубьев разработаны рекомендации по выбору её рациональных параметров.

Показано, что среди цилиндрических модификаций зубьев наименее трудоёмкой и наиболее эффективной является модификация в виде цилиндрического отверстия в форме окружности. На основе полученных результатов исследований указано, что модификация в виде канавок на торцевых поверхностях зубьев по влиянию на напряжённно-деформированные характеристики превосходит модификацию в виде канавок на торцах зубчатого венца. Исследованы и проанализированы ступенчатые модификации поверхности вершин зубьев. Показано, что при рациональных параметрах односторонняя модификация зубьев является более оптимальной. Указано, что модификация в виде проточки вдоль вершины зуба является наиболее эффективной среди исследуемых в данной работе модификаций колёс. Разработан ряд рекомендаций по применению данной модификации в производстве.

Основные результаты работы нашли свое промышленное применение.

Ключевые слова: прямозубое колесо, эвольвентный зуб, регулирование жёсткости зацепления.

Bereghnoy V.A. Research of intense-deformed condition of straight gear-tooth involutes profiles with regulating rigidity of gearing on stage of designing.

The dissertation for a scientific degree of candidate of technical sciences by speciality 05.02.02 - Science of machines. - National Technical University "Kharkov Polytechnical Institute", Kharkov, 2005.

It is offered for the decision of the complex and urgent problem of research the VAT of tooth involutes profiles of modified straight gears to use ample opportunities of variation method of final elements and it is volumetric model, developed on its basis. The opportunities of a method in the decision of a task of influence of various teeth modification of inflexibility of teeth are found at the simultaneous control of a bend pressure. The algorithm and package of the applied programs with their subsequent realization in a method of analysis of intense- deformed condition of tooth involutes profiles of modified straight gears is developed.

The dependences of pressure of a bend and pliability of teth are received from eight parameters of different of teeth modification. On the basis of these findings for each modification the recommendations are developed at the choice of their rational parameters. It is shown, among cylindrical teeth modification the less labour-consuming and most Effective there is наскризна a modify with a cylindrical aperture in the form of a circle. Modification with cuts on face surfaces of teeth on influence of intense-deformed the characteristics exceeds modification with cuts at end faces of a gear ring. It is shown, that at rational

parameters unilateral teeth modification will be more optimum. It is noticed, that the updating with cuts along of tooth is the most effective among researched in this work of modification of gearas.

The basic results of work have found the industrial introduction.

Key words: spur gear, involute tooth, regulating rigidity of gearing.

**ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕВОЛЬВЕНТНИХ ЗУБЦІВ
ПРЯМОЗУБИХ КОЛЕС З РЕГУЛЮЮЧОЮ ЖОРСТКІСТЮ ЗАЧЕПЛЕННЯ НА СТАДІЇ
ПРОЕКТУВАННЯ**

АВТОРЕФЕРАТ

Відповідальний за випуск: к.т.н. Матюшенко М.В.

Підписано до друку 10.04.2006. Формат 60×84/16.

Папір офсетн. Друк – ризографія. Умовн. друк. арк.. 0,9.
Гарнітура Times New Roman. Наклад 100 прим. Зам. № 695885

Надруковано у СПДФО Ізрайлев Є.М.
Свідоцтво № 04058841Ф0050331 від 21.03.2001 р.
61024, м. Харків, віл. Гуданова, 4/10
