

УДК 621.833(088.8)

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ
ЗДАТНОСТІ ПОЗАЦЕНТРОЇДНОГО ЦИКЛОЇДАЛЬНОГО
ЗАЧЕПЛЕННЯ ОРБІТАЛЬНОГО ГІДРОМОТОРА**

Є.М. Шевцов, канд. техн. наук

Одеський державний аграрний університет

Ключеві слова: орбітальний гідромотор, позацентроїдне циклоїдальне зачеплення, навантажувальна здатність зачеплення.

Виконано аналіз існуючих методик експериментального визначення нормальних навантажень у позацентроїдному циклоїдальному зачепленні. Дано опис розробленої методики та наведені результати експериментального дослідження розподілу навантажень у зачепленні.

Вступ. Орбітальні гідромотори відносяться до шестерінчастих машин внутрішнього зачеплення, вони знаходять все більш широке застосування в різних галузях промисловості і сільського господарства. Основним робочим елементом, створюючим замкнуті об'єми робочих камер, в орбітальних гідромоторах є позацентроїдне циклоїдне зачеплення. У такому зачепленні профілі зубів одного із зубчатих коліс обкреслюються еквідистантою епі- або гіпотрохоїди, а спряженого дугою кола.

Проблема. Теоретично, без урахування погрешностей виготовлення, у позацентроїдному циклоїдальному зачепленні повинні одночасно знаходитися в контакті зубці, розташовані по одну із сторін лінії центрів, тобто половина всіх пар зубців. Проте на практиці, у зв'язку з неминучими погрешностями при виготовленні, це ніколи не досягається. Теоретичні дослідження навантажувальної здатності позацентроїдного циклоїдального зачеплення показали, що підвищити його навантажувальну здатність можливо шляхом коректування теоретичних профілів зубців на незначну, одного порядку із пружними деформаціями зубців у контакті, величину [5,8]. Скоректовані профілі зубців можуть бути виготовлені або за допомогою спеціально спрофільованого різального інструменту або в результаті приробляння зачеплення з апроксимованим профілем при певному крутному моменті, що викликає пластичну деформацію активних поверхонь зубців. Другий спосіб виготовлення зачеплення є кращим, тому що дозволяє відмовитися від профілювання різального інструменту по складних кривих, що представляє значні технологічні труднощі, і, отже, дозволяє вдатися до приробляння зачеплення з апроксимованими профілями зубців. Аналіз відхилень, що виникають при апроксимуванні теоретичних профілей показав, що апроксимовані профілі більшою мірою, ніж теоретичні, наближаються до оптимальних [5]. Оскільки апроксимовані профілі можуть бути виготовлені найбільш продуктивним методом - методом обкатування за

допомогою інструмента, спрофілированого по простим кривим - дугам кола, то раціонально піддавати прироблянню зачеплення саме з такими профілями.

Мета дослідження. Основною метою при проведенні експериментів було: - перевірка отриманого теоретично в роботах [6,8] рівня тиску рідини, необхідної для прироблянню зачеплення; - експериментальне дослідження закону розподілу нормальних навантажень серед зубів після прироблянню зачеплення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Уперше експериментальне дослідження розподілу навантажень серед зубів у позацентроїдному зачепленні було виконано при дослідженні планетарно-цевочного редуктора [4]. Цей спосіб застосовувався й іншими авторами при дослідженні розподілу навантажень серед зубців у зазначених редукторах [3]. Методика проведення експерименту коротко зводиться до наступного [4]. Нормальні навантаження, діючи на цівки, викликають у їхніх осях напруги вигину. Ці напруги реєструються за допомогою тензометричних резисторів. По величині напружень в осях цівок судять про нормальні навантаження в зубцях. Осі цівок виконуються таким чином, що їхні кінці проходять через отвори у фланці й виступають із його зовнішньої сторони. На осях цівок виконуються лыски, на які наклеюються тензометри. У процесі вимірів площини лисок орієнтують, домагаючись максимальних напруг в осях цівок. Ця напруга досягає максимуму, коли площина лиски перпендикулярна діючому нормальному навантаженню. На торці осі цівки виконані пази. Осі пазів розташовані строго перпендикулярно площині лиски. Коли напруги в осях цівок максимальні, пази на їхніх торцях розташовуються в напрямку дії нормального навантаження, тобто вказують на положення полюса зачеплення. Таким чином, встановлюється зв'язок між величинами нормальних навантажень і положенням полюса зачеплення. До основних недоліків розглянутого способу визначення нормальних навантажень можна віднести наступні. Неможливість визначення нормальних навантажень у динаміці. Наявність великої кількості датчиків. Виникнення додаткових напруг крутіння при орієнтації осей цівок під навантаженням, а отже, і погрішностей у вимірах. Якщо орієнтація осей цівок виконується без навантаження, їхнє положення контролюється візуально за допомогою лімбів, що також не виключає додаткових погрішностей у вимірах. Другий спосіб визначення нормальних навантажень у позацентроїдному циклоїдально-цевочном зачепленні розроблений стосовно до орбітального гідромотора [1]. Він полягає у вимірі крутного моменту на циліндричному зубці, хвостовик якого виведений назовні гідромотора. Кінець хвостовика циліндричного зубця виведеного назовні гідромотора закріплюється нерухомо, на нього наклеюється тензорезистор. При роботі гідромотора на циліндричних зубцях, за рахунок наявності сил тертя в їхньому контакті, виникає крутний момент, що викликає деформацію крутіння у хвостовику циліндричного зуба. По величині цієї деформації й встановлюють величину

нормальних навантажень на зубці. У зв'язку з тим, що коефіцієнт тертя в контактні зубців залежить від швидкості ковзання профілів, яка для різних фаз зачеплення змінюється в широких межах, то цей метод є також неточним.

Методика проведення експерименту. З метою усунення недоліків розглянутих способів була розроблена методика виміру нормальних навантажень і спеціальний датчик зусиль, показання якого не залежать від напрямку дії нормального навантаження й швидкості ковзання профілів [2]. На рис. 1 наведена конструкція зазначеного датчика. Циліндричний порожній ролик 1 має розточення, усередині яких кріпиться циліндричний стрижень 4, що має лиски, на які наклеєні тензорезистори 3. Стрижень 4 кріпиться до внутрішніх отворів тарілчастих пружин 2 за допомогою гайки 5, якою можна регулювати зусилля розтягання стрижня. Із правої сторони стрижня 4 виконаний квадратний хвостовик. При загвинчуванні гайки 5 датчик кріпиться за цей хвостовик, що запобігає закручуванню стрижня 4. Тарілчасті пружини запресовані в розточеннях на торцях ролика. Виведення провідників здійснюється через отвори в лівій частині стрижня 4. Після запресовування тарілчастих пружин датчик, з метою збереження його циліндричної форми, притирався за допомогою спеціального притира до необхідного розміру. Датчик працює таким чином. Датчик розміщується замість одного із циліндричних зубців. При контакті сполученого зуба з датчиком, останній, у силу зменшеної жорсткості поблизу торців, зазнає різні по довжині площадки контакту пружні контактні деформації. Причому у країв датчика контактна деформація мінімальна, а деформація вигину максимальна. Деформації вигину поблизу торців датчика передаються тарілчастим пружинам, у результаті чого відбувається їх "випинання", що викликає розтягання жорстко з'єднаного з ними стрижня 4 і наклеєних на нього тензорезисторів.

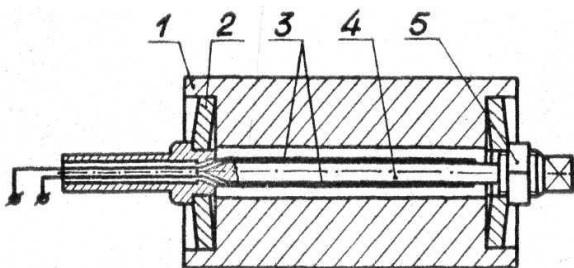


Рис. 1. Датчик зусиль

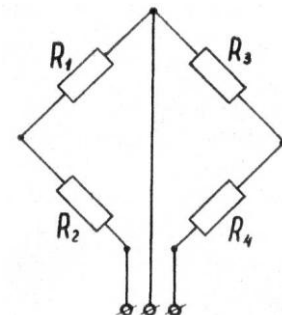


Рис. 2. Схема вмикання тензорезисторів

З метою компенсації впливу деформації вигину стрижня 4, а також температурних змін, тензорезистори вмикалися за мостовою схемою, зображеною на мал. 2. Тензорезистори наклеювалися безпосередньо на стрижень 4 датчика, а тензорезистори до на стрижень, поміщений у суміжний з датчиком порожній циліндричний зуб, що перебуває в однакових температурних умовах, причому, деформація останнього стрижня виключалася. Для тарировки датчика зусиль було розроблено спеціальне

пристосування, що імітує умови роботи датчика в зачепленні. Конструкція пристосування для тарування датчика зусиль наведена на рис.3. Датчик зусиль 7 установлюється в основу 8, що має форму западини шестірні із циліндричними зубцями. До торців основи 8 за допомогою болта 9 і гайки 12 кріпляться напрямні стійки 10 і 11, усередині напрямних стійок поміщений повзун 14 із запресованими в нього пальцями 6, на яких виконані лиски 5, що входять у пази 15. Повзун 14 може переміщуватися у вертикальному напрямку. Нижня частина 13 повзуна 14 виконана за формою зуба ротора.

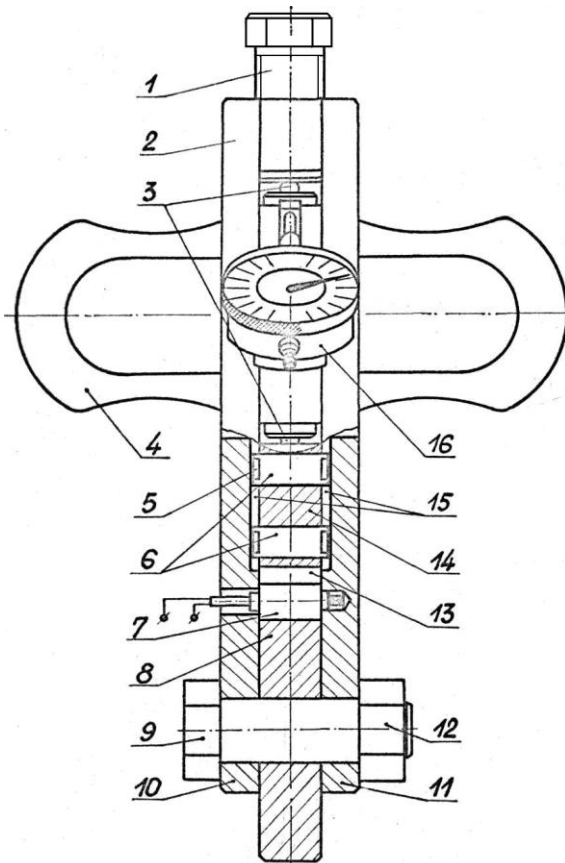


Рис. 3. Пристосування для тарування датчика зусиль.

Тарувальний графік наведено на рис. 4. Із графіка видно, що має місце досить точна лінійна залежність між нормальним навантаженням P і показниками осцилографа l_0 . Для встановлення зв'язку між рівнем нормального навантаження на датчику (зубі) і положенням полюса зачеплення був розроблений нескладний пристрій, кінематична схема якого зображена на рис. 5. Ротор 1, обертаючись одночасно навколо двох центрів O_c і O_r робить планетарний рух. Із циліндричною поверхнею ротора перебуває у ковзному контакті штовхальник 2, що робить зворотно-поступальний рух у сферичній оправці 3. Штовхальник 2 притискається до ротора лівим кінцем пластинчастої пружини 4, правий кінець цієї пружини жорстко з'єднаний зі стійкою 6. Деформацій згинання у пластинчастій пружині реєструвалися за допомогою тензометра 5 і відповідної апаратури. Для

З метою усунення перекосу осей зубців зазор між повзуном 14 і напрямними стійками 10,11 шляхом ретельного притирання торців основи 8 був виконаний у межах 5 - 8 мкм. Датчик навантажується за допомогою болта 1, що через сферичні опори 3 і динамометр стиску 4 взаємодіє з повзуном 14, що створює навантаження на датчик 7. Рівень навантаження визначався за показниками індикатора 16 та за допомогою тарувальної таблиці, прикладеної до динамометра. Показання датчика зусиль реєструвалися за допомогою тензометричного підсилювача й осцилографа. Тарировка датчика зусиль виконувалася при різних його положеннях (при повороті датчика навколо своєї осі) і показала збіг результатів у межах точності вимірювальної апаратури.

встановлення точного зв'язку між рівнем нормального навантаження й положенням полюса зачеплення здійснювалася синхронізація рухів ротора й протягання стрічки в касеті осцилографа. Синхронізація зазначених рухів досягалася обертанням провідного вала касети осцилографа безпосередньо, виведеним назовні, ексцентриковим валом гідромотора. Конструкція експериментального гідромотора показана на рис. 6. Ротор 1 входить у зачеплення із циліндричними зубами 2 статора 3. Своїми торцевими поверхнями ротор взаємодіє із кришкою 4 і корпусом 26. Кришка 4 і статор 3 жорстко з'єднані з корпусом 26 за допомогою болтів 5. Ексцентриковий вал 15 установлений у корпусі 26 на шарикопідшипниках 24. Ексцентрична шийка цього вала взаємодіє з ротором 1 через підшипник 28. Від осьового переміщення ексцентриковий вал утримується стопорним

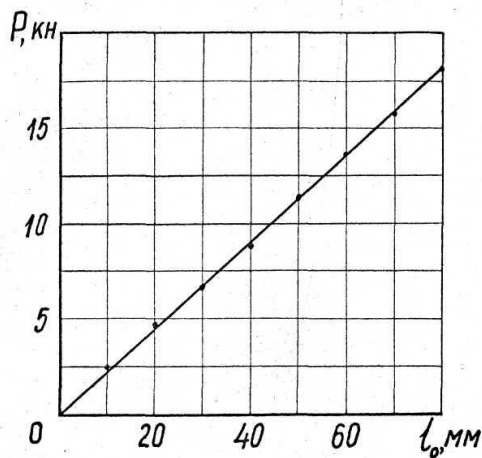


Рис. 4. Тарувальний графік.

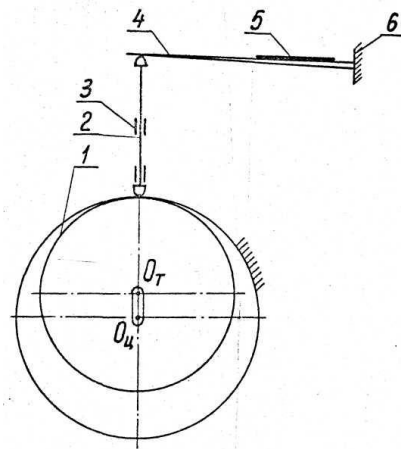


Рис. 5. Кінематична схема пристрою для реєстрації положення полюса зачеплення.

кільцем. 27. У корпусі 26 виконані аксіальні канали 25, кількість яких дорівнює числу западин зубів статора. Розподіл рідини здійснюється за допомогою плоского розподільника 13. Плоский розподільник своїм внутрішнім розточенням сполучається із зовнішньою обоймою підшипника 14. Внутрішня обойма підшипника 14 сполучається із втулкою 21, що може повертатися щодо штифта 23, запресованого в торець ексцентрикового вала 15. Керування плоским розподільником здійснюється за допомогою спеціального гідропідсилювача крутного моменту 16 [43], що у свою чергу управляється командним гідромотором 19. Ексцентриковий вал 15 виведений назовні гідропідсилювача. На кінець вала 15 посаджена шестірня 17, що служить для протягання стрічки в касеті осцилографа. Під час роботи гідромотора циліндричні зуби, а, отже, і датчик зусиль 18 провертаються, що приводить до закручування провідників, що з'єднують датчик з тензометричним підсилювачем. Для виключення закручування й розриву зазначених провідників, гідромотор працював у повторно реверсивному режимі. При такому режимі роботи гідромотора вдалося виключити застосування струмознімачів, які, як відомо, викликають додаткові погрішності при вимірах.

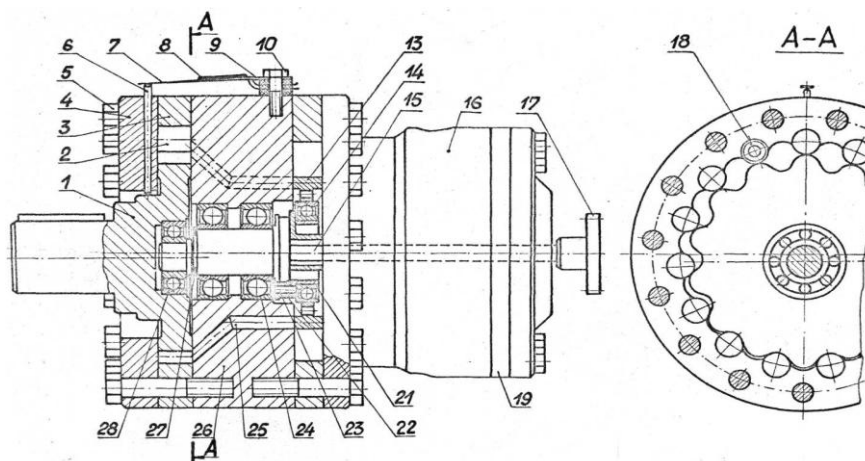


Рис. 6. Конструкція експериментального гидромотора.

Дослідження проводилися на стенді, що забезпечує роботу гидромотора в режимі лебідки, тобто в повторно реверсивному режимі [43]. Принципова гідравлічна схема стенда зображена на мал. 7. Гідродвигун 3 являє собою гідравлічний силовий блок, що складається з орбітального гидромотора 4 та допоміжного командного планетарно-роторного гидромотора 6. Між командним і орбітальним гидромоторами встановлений керований обертовий дросель 9, що з'єднує напірний канал зі зливальним. Живлення орбітального гидромотора 4 здійснюється насосом високого тиску 17 по магістралі 13. Командний гидромотор 6 живиться від допоміжного насоса низького тиску 18 по магістралі 14. Реверсування й регулювання швидкості командного гидромотора здійснюється спеціальним краном керування 11. Запобіжні клапани 12 і 15 охороняють систему від перевантажень. Вихідний вал командного гидромотора 6 і вал зворотного зв'язку (ексцентриковий вал орбітального гидромотора 4) зв'язані відповідно із пробкою й втулкою спеціального обертового дроселя 9. Таким чином, при пуску командного гидромотора прохідний перетин дроселя 9 зменшується, тиск у напірній магістралі 13 зростає до величини, необхідної для подолання навантаження на вихідному валу орбітального гидромотора 4. Необхідна частина масла через убудований у гидромотор 4 зворотний клапан надходить при сталому тиску рідини в робочі камери гидромотора 4, приводячи в обертання барабан 1. Інша частина масла подається на злив по магістралі 7. Рівень тиску рідини в напірній і зливальній магістралях контролюється манометрами 5 і 16. Перетворення планетарного руху ротора в обертальний вала барабана здійснюється за допомогою кардана 8.

Результати досліджень. Досліджувалися зубчасті колеса з наступними геометричними параметрами: число циліндричних зубців статора $z_{ц} = 15$; число зубів ротора $z_{т} = 14$; ексцентриситет зубчастої пари $e = 3,45$ мм; коефіцієнт позацентроєдності зачеплення $K = 1,189$; радіус циліндричних зубів $r_{ц} = 7$ мм; ширина зубчастої пари $h = 16$ мм. Циліндричні зубці виготовляли зі сталі ШХ15 з наступною термообробкою до твердості HRC 62 - 64. Шорсткість поверхонь циліндричних зубів після їхнього шліфування відповідала $R_a 0,32-0,63$. Зуби роторів оброблялися на зубодовбальному

верстаті. Шорсткість їхніх поверхонь відповідала R_a 1,25–2,5. Вибір матеріалу роторів і призначення його попередньої термообробки відбувалося, виходячи із твердості зубців у період експлуатації зачеплення, що була прийнята рівною 60 - 62 HRC. Для досягнення максимальної навантажувальної здатності зачеплення попередня термообробка матеріалу зубців призначалася таким чином, щоб межа контактної витривалості активних поверхонь зубців у період експлуатації зачеплення рівнявся припустимому контактному напруженню, у період його приробляння.

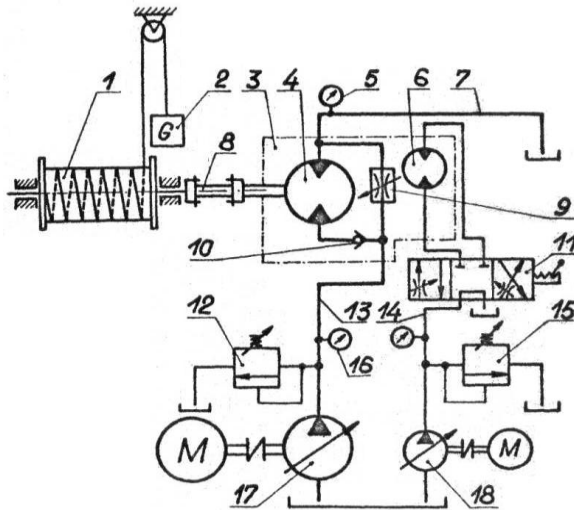


Рис. 7. Принципова схема випробувального стенда.

При твердості зубців у період експлуатації зачеплення HRC 60–62, відповідно до ГОСТ 21354-75, що відповідає базовому числу циклів навантажень межа контактної витривалості активних поверхонь зубів $\sigma_{H\lim} = 23H_{HRC} = 1400$ МПа. Межа текучості при розтяганні матеріалу зубців ротора перед їхнім прироблянням $\sigma_T = 0,323\sigma_{H\lim} = 452$ МПа []. Така межа текучості може бути отримана, наприклад, при поліпшенні сталі 20X. Ця сталь і була обрана для виготовлення роторів. Для досліджень було виготовлено два ротори. Обчислена за методикою наведеній в роботі [] при контактній нарузі $\sigma_{H\lim} = \sigma_{HP\max} = 1400$ МПа величина тиску рідини, при якій необхідно робити приробляння зубців склала 11,8 МПа. Прироблення зубців одного з роторів вироблялася при ступінчастому збільшенні тиску рідини, починаючи з тиску 8 МПа з наступним збільшенням тиску на кожному ступні на 0,7 МПа. Зубці прироблялися при кутовій швидкості $\omega = 8$ с⁻¹ та числі циклів навантажень $N=10^2$ на кожному ступні. Після кожного ступню приробляння зубців гідромотор розбирався й проводився попередній візуальний контроль стану активних поверхонь зубців, а також вимірялася величина максимальної пластичної деформації зубців щодо базових крапок, розташованих поза активними ділянками профілів. Спочатку (після приробляння на першому шаблі) на поверхнях зубів спостерігалось по дві активних площинки, розташованих у вершин і западин зубів. Подальше приробляння на наступних ступнях приводило до збільшення ширини активних площинок. При розрахунковому тиску рідини $p = 11,8$ МПа зубці повністю прироблялися. Варто помітити, що в результаті приробляння зубців

шорсткість їхніх поверхонь поліпшувалася приблизно на два класи. Величина максимальної пластичної деформації становила 80 - 100 мкм. Другий ротор був підданий прироблянню безпосередньо при розрахунковому тиску рідини $p = 11,8$ МПа в плині $N=10^3$ циклів навантажень. Стан активних поверхонь зубців і величина пластичної деформації їхніх поверхонь були такими ж, як і в першому випадку. Після прироблення зачеплення, виконаного за вищевикладеною методикою, один із циліндричних зубців замінявся датчиком зусиль виконувався осцилографічний запис нормальних навантажень на зубцях. На рис. 8 наведена теоретична й експериментальна криві величини нормального навантаження на зубцях залежно від положення полюса зачеплення. Осцилограма зміни нормальних навантажень на зубцях (крива 2) залежно від положення полюса зачеплення (синусоїда 3), записана при тиску рідини $p = 9,57$ МПа. Для порівняння на мал. 8 дана також теоретична залежність (крива 1), побудована на підставі розрахунків за методикою наведеній у роботі [] при крутному моменті $T=858$ Нм, відповідному зазначеному тиску рідини.

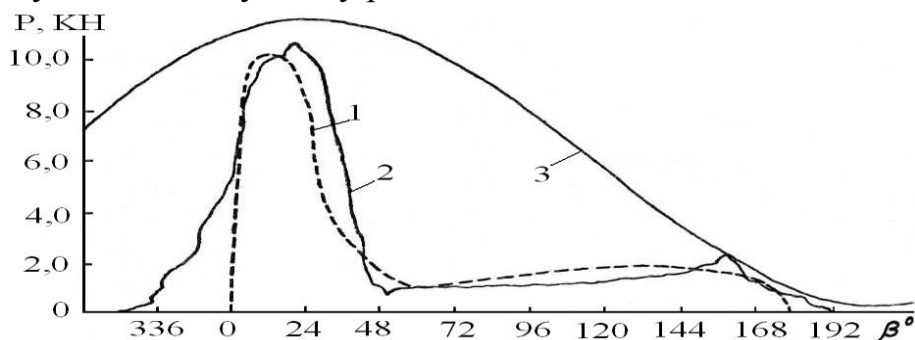


Рис.8. Теоретична й експериментальна залежності величини нормального навантаження на зубцях залежно від положення полюса зачеплення.

З рис. 8 видно, що закон зміни нормальних навантажень, визначений експериментально, поблизу полюса зачеплення $330^\circ \leq \beta \leq 24^\circ$ відрізняється, від теоретичного тим, що поблизу полюса зачеплення зубці виходять із контакту при значенні кута $\beta = 330^\circ$ і навантаження сприймають приблизно на один зубців більше, чим було прийнято при розрахунках – половина всіх зубців. Збільшення числа одночасно контактуючих зубів ще більш позитивно впливає на навантажувальну здатність зачеплення й компенсує незначне зниження його навантажувальної здатності, викликуване погрішностями виготовлення циліндричних зубів, які при розрахунках не враховувалися. У зв'язку із цим, теоретичні залежності для визначення тиску рідини у період прироблення й експлуатації зачеплення є досить точними.

Висновки. Експериментально підтверджена можливість підвищення навантажувальної здатності зачеплення з апроксимованим профілем зубців за рахунок вирівнювання контактних напруг у результаті його прироблення при певному крутному моменті, що викликає незначну (одного порядку із пружними деформаціями зубців у контакті) пластичну деформацію активних поверхонь зубів. Виконані дослідження показали що теоретичні та експериментальні криві збігаються достатньою точністю.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ерасов Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического привода// К.:УкрНИИИТИ, 1969–56 с.
2. Ерасов Ф.Н., Шевцов Є.М. Датчик усилий. А.с 362208 (СССР) опубл. в Б.И.,1973, № 2.
3. Лобастов В.К. О распределении усилий в цевочном зацеплении планетарно-цевочного редуктора.// Известия вузов, Машиностроение, 1970, №7 с. 23–28.
4. Сигов И.В. Исследование планетарно-цевочного редуктора// В кн.: Передачи в машиностроении.–М.:1951, с. 44-58.
5. Шевцов Є.М., Нікітін С.В. До апроксимації профілів зубців об'ємних планетарно-роторних машин //Аграрний вісник Причорномор'я: Зб. наук. пр. /Одеський ДСГІ. – Одесса: ОДСГІ. – 2001. – Вип.4(15). – С.117 – 127.
6. Шевцов Е.Н. К определению рабочего давления, допускаемого контактной прочностью зубьев, орбитальных гидромоторов// V Міжнародна науково-технічна конференція Моторол' 2005, Lublin–Odessa. Том 7. с. 178–184.
7. Шевцов Е. Н. К определению нормальных нагрузок на зубья в орбитальном гидромоторе. //Промислова гідроліка і пневматика №2 (20) 2008 , С. 57-59.
8. Шевцов Е. Н., Сопун В.О. Влияние режимов приробления позациклоидального зацепления орбитального гидромотора на розподіл навантажень серед зубців //Аграрний вісник Причорномор'я: /Одеський ДАУ. – Одесса: ОДАУ. – 2009. – Вип. 48. – С.90 – 97.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ВНЕЦЕНТРОИДНОГО ЦИКЛОИДАЛЬНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ОРБИТАЛЬНОГО ГИДРОМОТОРА

Е.Н. Шевцов

Ключевые слова: орбитальный гидромотор, внецентроидное циклоидальное зацепление, нагрузочная способность.

Резюме

Выполнен анализ существующих методик определения нормальных нагрузок во внецентроидном циклоидальном зацеплении. Дано описание разработанной методики и приведены результаты экспериментального исследования распределения нагрузок в зацеплении

EKSPERIMENTAL RESEARCH OF LOADING ABILITY OF TOOTHED GIROTOR GIARING HYDRAULIC MOTOR

E.N. Shevcov

Key words: orbital hydromotor, girotor cycloid giaring, loading ability.

Summary

Executed the analysis of existent methods of determination of the normal loadings in the cycloid gearing. Given description of the developed method and the results of experimental research of distributing of loadings are resulted in.