

УДК 621.833(088.8)

ВИЗНАЧЕННЯ РІВНЯ РОБОЧОГО ТИСКУ ОРБІТАЛЬНОГО ГІДРОМОТОРА, ПРИПУСТИМОГО КОНТАКТНОЮ МІЦНІСТЮ ПОЗАЦЕНТРОЇДНОГО ЕПІТРОХОЇДНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Є.М. Шевцов, канд. техн. наук, І.В. Бойко, студент магістратури
Одеський державний аграрний університет

Визначено рівень робочого тиску, припустимий контактною міцністю зубців позацентроїдного епітрохоїдного зачеплення орбітального гідромотора з урахуванням їх прироблення. Наведено розрахункові залежності, що дозволяють проводити вибір геометричних параметрів зачеплення з урахуванням їх впливу на рівень робочого тиску гідромотора.

Ключові слова: позацентроїдне епітрохоїдне зачеплення, контактна міцність зубців, орбітальний гідромотор, рівень робочого тиску.

Вступ. Високомоментні орбітальні гідромотори відрізняються від традиційних радіально-поршневих простотою конструкції, малими габаритами, масою, низьким коефіцієнтом нерівномірності обертового моменту та високим пусковим моментом.

Проблема. Одним з головних факторів, що обмежує рівень робочого тиску високомоментних орбітальних гідромоторів, є навантажувальна спроможність позацентроїдного епітрохоїдного зачеплення, яке є їх основним робочим елементом.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. З досвіду експлуатації гідромоторів та експериментів відомо, що у початковий період роботи гідромотора у зубцях позацентроїдного зачеплення виникають відхилення від первісної геометрії їх активних поверхонь [4, 5, 6]. Численні експериментальні дослідження свідчать про зміну форми профілей зубців в початковий період їх роботи і в інших видах передач зачепленням. В роботі [1] показано, що знос зубців в період приробки неминучий і повинен ураховуватись при розрахунках зачеплення на міцність.

Відомо, що в евольвентних передачах при двупарном зачепленні, внаслідок перерозподілу навантажень серед зубців, навантажувальна спроможність може бути значно підвищена. У роботі [1] відзначається, що вказане перевищення в експериментах досягало 70-80% і при цьому відбувалась повна стабілізація у стані активних поверхонь зубців. Оскільки у позацентроїдному епітрохоїдному зачепленні у контакті можуть знаходитися одночасно половина і майже більше половини усіх зубців [2,3,5], то вигреш у підвищенні навантажувальної спроможності у результаті перерозподілу навантажень серед зубців може бути ще більш

істотним. Незважаючи на це, вплив перерозподілу навантажень серед зубців у позацентроїдному епітрохідному зачепленні, при розрахунках його на контактну міцність, не враховується. Більш того, розрахунки зачеплення на міцність будуються таким чином, щоб зопобігти зміни геометрії активних поверхонь зубців.

Отже, при традиційній методиці проектування и розрахунку зачеплення на міцність не використовується дуже істотний резерв у підвищенні його навантажувальної спроможності.

У розглядаємому зачепленні зносу схильні зубці з профілем, що окреслюються еквідистантою епітрохіди, циліндричні ж зубці зношуються у значно меншій мірі, причому рівномірно, внаслідок того що у процесі роботи, під дією сил тертя у контакті вони повертаються [5,6].

Зубчасті колеса із епітрохідним профілем, в силу їх конструктивних відзнак, виконуються з низковуглецевих легованих сталей із цементацією на глибину 0,8 - 1,2 мм та з наступним гартуванням до твердості HRC 56-60. Поверхні цих зубців схильні значно більшому, а головне неравномірному зносу. Неравномірний знос зубців приводить до істотного перерозподілу навантажень у зачепленні.

Мета досліджень: Визначення робочого тиску, припустимого дійсною навантажувальною спроможністю позацентроїдного епітрохідного зачеплення.

Результати досліджень: При визначенні величини робочого тиску орбітального гідромотора, припустимого навантажувальною спроможністю епітрохідного зачеплення покладаємо, що зміни геометрії зубців спрямовані на досягнення лінійної залежності проміж приведеними радіусами кривизни й виникаючими навантаженнями на зубцях, тобто зміни спрямовані на вирівнювання контактних напружень в зачепленні.

Нормальне навантаження, на деякій частині профілю, що відповідає контакту і-ої пари зубців, котре можливо припустити виходячи з його контактної витривалості, може бути визначено, с достатньою для практики точністю, на основі відомої формули Герца, котра для розглядаємого зачеплення може бути подана у виді

$$P_{H\lim i}(\theta) = \sigma_{H\lim}^2 W h \rho_{pi}(\theta), \quad (1)$$

де $0 \leq \theta \leq 2\pi/z_c$ - кут, що характеризує положення полюса зачеплення відносно центра найближчого до полюса зачеплення циліндричного зубця,

що знаходиться з боку порожнини високого тиску; Z_c - число

циліндричних зубців; $\sigma_{H\lim}$ - границя контактної витривалості поверхонь зубців, що відповідають еквівалентному числу циклів зміни напружень;

$W = \pi[E_2(1 - \mu_1^2) + E_1(1 - \mu_2^2)] / E_1E_2$; E_1, E_2 и μ_1, μ_2 - модулі пружності і коефіцієнти Пуассона матеріалів зубців; h - ширина зубчастої пари; $\rho_{npi}(\theta)$ - приведенний радіус кривизни i -ої пари зубців [4];

$$\rho_{npi}(\theta) = r_c \{1 - r_c [z_c + K^2 - K(z_c + 1)\cos\varphi_i(\theta)] / [ez_c(K^2 + 1 - 2K\cos\varphi_i(\theta))]^{3/2}\}; \quad (2)$$

r_c - радіус циліндричних зубців; K - коефіцієнт позацентроїдності зачеплення; $\varphi_i(\theta) = (2\pi / z_c)i + \theta$.

З умови, що на усіх контактуючих зубцях нормальні навантаження підпорядковуються рівнянню (1), ротор міг би передати деякий умовний обертовий момент, рівний сумі моментів від нормальних навантажень на половині усіх пар зубців

$$T(\theta) = \sigma_{H\lim}^2 W h e z \sum_{i=1}^{i=n} \rho_{npi}(\theta) \cos \alpha_i(\theta), \quad (3)$$

де e - ексцентрисітет зубчастої пари; Z - число зубців ротора; $\alpha_i(\theta) = \arccos(K \sin \varphi_i(\theta) / (K^2 + 1 - 2K \cos \varphi_i(\theta))^{0,5})$ - кут зачеплення i -ої пари зубців.

Рівність контактних напружень у половині усіх пар зубців, тоб-то у тих парах що контактують, є ідеальною, бажаною. Являє інтерес питання – яку частину моменту $T(\theta)$ реально можливо реалізувати на практиці. Аналіз залежності (3) показує, що сумарний момент від нормальних навантажень, припустимих контактною міцністю зубців, є змінним по куту повороту ротора. Він змінюється у залежності від значень кута θ дуже суттєвим чином. При цьому, основний вклад в величину обертового моменту $T(\theta)$ вносять пари зубців, які розташовані біля полюса зачеплення. Це пояснюється наявністю великих значень приведених радіусів кривизни, у вказаних парах зубців.

Із залежності (3) вітікає, що момент $T(\theta)$ приймає мінімальні значенні при куті $\theta = 0$. Тому, величину мінімального момента, котрий визначається при куті $\theta = 0$ і примемо у якості критерія оцінки навантажувальної спроможності зачеплення.

На підставі залежності (3) обертовий момент, що може бути допущений навантажувальною спроможністю зачеплення

$$T(0) = \sigma_{H \lim}^2 W h e z \sum_{i=1}^{i=n} \rho_{npi}(0) \cos \alpha_i(0) \quad (4)$$

С іншого боку, незалежно від будови гідромотора обертовий момент на його валу визначається по відомій залежності

$$T = p q / 2\pi, \quad (5)$$

де p - рівень тиску в робочих камерах; q - робочий об'єм гідромотора.

Робочий об'єм розглядаемого орбітального гідромотора визначається за формулою [4]

$$q = 2 h e z_c D_{ec} \sin \pi / z_c, \quad (6)$$

де $D_{ec} = 2(ez_c K \mp r_c)$ - діаметр кола виступів циліндричних зубців.

З урахуванням рівнянь (5) і (6) обертовий момент на валу орбітального гідромотора в залежності від перепада тиску рідини p в робочих камерах

$$T = [2 p h e z_c^2 (e z_c K - r_c) \sin \pi / z_c] \pi^{-1}, \quad (7)$$

З рівнянь (4) и (7) знаходимо, що припустимій контактною витривалістю активних поверхонь зубців, рівень тиску в робочих камерах

$$p = \left(G z \sum_{i=1}^{i=n} \rho_{npi}(0) \cos \alpha_i(0) \right) / \left(z^2 (e z_c K - r_c) \sin \pi / z_c \right) \quad (8)$$

де $G = \pi \sigma_{H \lim}^2 W / 2$.

Із залежності (8) випливає, що величина тиску рідини p , припустима контактною витривалістю активних поверхонь зубців, визначається при інших рівних умовах, числом циліндричних зубців z_c , їх радіусом r_c , коефіцієнтом позацентроїдності зачеплення K і не залежить від ширини зубчастої пари. Якщо пропорційно зміні ексцентриситету зубчастої пари e змінюється і радіус циліндричних зубців, то тиск p не залежить і від ексцентриситета. Враховуючи це, залежність (8) остаточно представимо у вигляді

$$p = \left(G z \sum_{i=1}^{i=n} \bar{\rho}_{npi}(0) \cos \alpha_i(0) \right) / \left(z^2 (z_c K - r_o) \sin \pi / z_c \right) \quad (9)$$

де $\bar{\rho}_{npi} = \rho_{npi} / e$ і $r_o = r_c / e$.

Результати досліджень. По залежності (9) були виконані розрахунки величини тиску рідини p для наступних параметрів зачеплення $z_c = 10 \dots 22$; $K = 1,1 \dots 1,9$ $r_o = 2$ і $r_o = r_{\max}$. Максимальний радіус циліндричного зуба r_{\max} приймався виходячи з умов відсутності підрізання епітрохідних профілей. Коли підрізання не виникало, аж до величини радіуса рівного половині відстані проміж центрами суміжних зубців, радіус r_{\max} приймався рівним половині цієї відстані.

На рис. 1 приведені залежності відносної величини тиску рідини p/G від коефіцієнта позacentроїдності K для зачеплення с початковим епітрохідним профілем при відносних радіусах $r_o = 2$ (а) та $r_o = r_{o \max}$ (б).

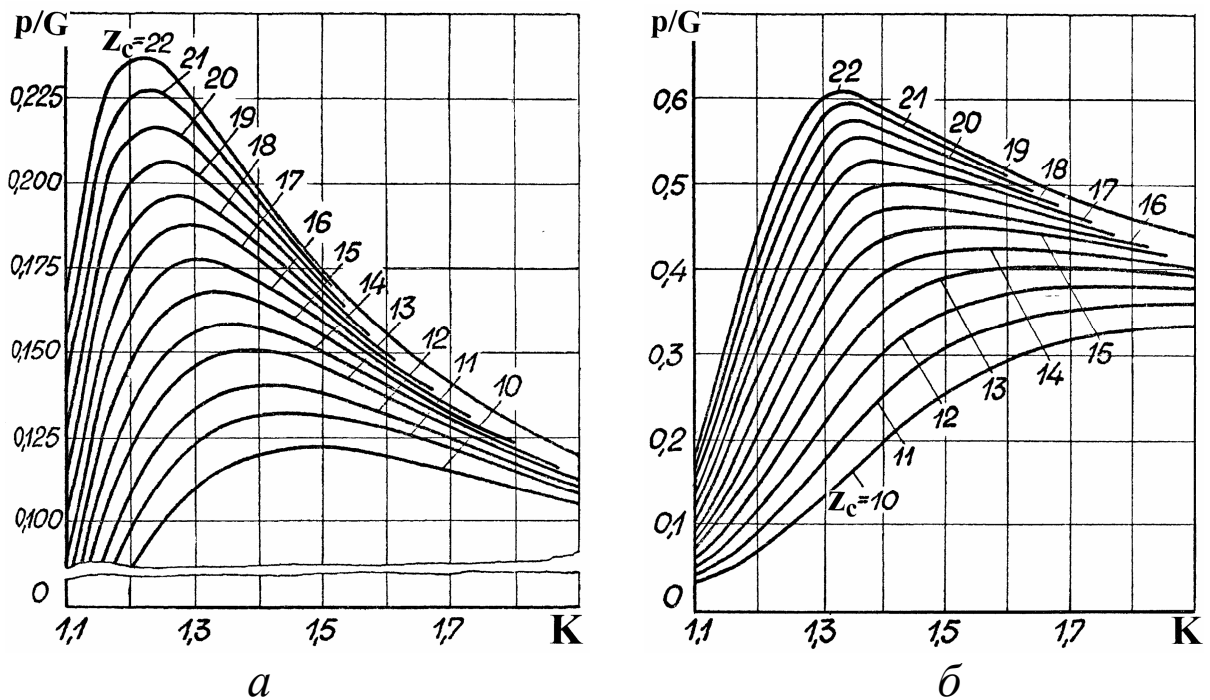


Рис. 1. Залежності відносного тиску p/G від коефіцієнта позacentроїдності K при відносних радіусах $r_o = 2$ (а) і $r_o = r_{o \max}$ (б).

Із графіків на рис. 1 видно, що величина відносного тиску p/G в найбільшій мірі залежить від коефіцієнта позacentроїдності та відносних радіусів циліндричних зубців r_o , причому, із збільшенням відносного радіуса r_o , відносний тиск p/G також збільшується. Кожному значенню

z_c і r_o відповідає певне значення коефіцієнта позацентроїдності K при якому досягається максимум величини відносного тиску p/G .

Аналіз одержаних при розрахунках даних свідчить, що залежність $p/G = f(r_o)$ при z_c и $K = const$ близька до лінійної. Тому, для радіусів циліндричних зубців r_o , не вказаних на графіках, відносну величину тиску p/G , можливо попередньо визначати лінійною інтерполяцією, а потім, у випадку необхідності, уточнювати по залежності (9).

Висновки: Рівень робочого тиску орбітального гідромотора істотно залежить від числа циліндричних зубців, їх радіусів та коефіцієнта позацентроїдності зачеплення. Одержані результати дають змогу проводити вибір геометричних параметрів епітрохідного зачеплення орбітального гідромотора з урахуванням їх впливу на рівень робочого тиску, припустимого контактною міцністю зубців.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кудрявцев В. Н. К расчетам на прочность зубчатых передач. - В сб. трудов ЛМИ, 1962, № 23, с. 6-38.
2. Лобастов В. К. Распределение усилий в гипоциклотдальном цевочном зацеплении планетарных редукторов.- Известия вузов. Машиностроение, 1976, №4, с. 45-50.
3. Сергеев С. Т., Шевцов Е. Н. Внутреннее цевочное зацепление. А. с. 642547 (СССР) - Опубл. в Б.И., 1979. №2.
4. Шевцов Е. Н. О выборе рациональной геометрии внутреннего зацепления орбитального гидромотора. Детали машин: Респ. Межвед. Научн.-техн. сб., 1987.- Вып. 44 - с. 45- 50.
5. Шевцов Е. Н. О выравнивании контактных напряжений в результате приработки профилей зубьев внецентроидного цевочного зацепления планетарно-роторного гидромотора. - Одесса, 1978. - 21с.- Деп. в НИИмаше 16.01.79 №17-79.
6. Шевцов Е. Н. О повышении нагрузочной способности зацепления планетарно-роторных гидромоторов. Детали машин: Респ. Межвед. Научн.-техн. сб., 1978.- Вып. 27 - с. 22-28.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ РАБОЧЕГО ДАВЛЕНИЯ
ОРБИТАЛЬНОГО ГИДРОМОТОРА, ДОПУСКАЕМОГО
КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТЬЮ ВНЕЦЕНТРОИДНОГО
ЭПИТРОХОИДНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ**

Е.Н. Шевцов, И.В. Бойко

Ключевые слова: позацентроидное эпитрохоидное зацепление, контактная прочность зубьев, орбитальный гидромотор, величина рабочего давления.

Резюме

Определена величина рабочего давления, допускаемая контактной прочностью зубьев внецентроидного эпитрохоидного зацепления орбитального гидромотора с учетом их приработки. Приведены расчетные зависимости, позволяющие производить выбор геометрических параметров зацепления с учетом их влияния на величину рабочего давления гидромотора.

**DEFINITION SIZES OF WORKING PRESSURE OF THE ORBITAL
HYDRAULIC MOTOR, ALLOWABLE BY CONTACT DURABILITY
GEROTOR OF GEARING**

E. N. Shevtsov, I.V. Boyko

Key words: gerotor gearing, contact durability toothes, the orbital hydraulic motor, durability tooth, size working pressure.

Summary

The size of working pressure admitted by contact durability toothes gerotor of gearing of the orbital hydromotor with the account in view of deteriorations. Is given settlement dependences, which allow to carry spend a choice of geometrical parameters of gearing in view of their influence on size of working pressure of the hydromotor.