

## ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАСТІ КОЛЕСА З ПІДВИЩЕНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ЗАЧЕПЛЕННЯ

### SPUR GEARS WITH IMPROVED MESHING CHARACTERISTICS

Павло Ткач<sup>1</sup>, Олександр Башта<sup>2</sup>, Павло Носко<sup>2</sup>, Євген Медведєв<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона Національної академії наук України,  
вул. Казимира Малевича, 11, Київ, 03150, Україна;

<sup>2</sup>Національний Авіаційний Університет,  
пр. Любомира Гузара 1, Київ, 03058, Україна;

<sup>3</sup>Східноукраїнський національний університет ім. Володимира Даля  
пр. Центральний, 59-а, м. Сєвєродонецьк, 93400, Україна

*To increase the efficiency of gear drives of machines, it is proposed to use a conchoidal gearing, made with an offset of the output circuit and special contact conditions. The peculiarity of the proposed gearing is less than in conventional conchoidal gearing sensitivity to manufacturing and installation errors. As a result of theoretical researches indicators of working capacity of such gearing were defined. The scope of the new gear is the drive of machines for high power transmission.*

Розглянемо конхoidalні передачі як передачі, утворені твірною поверхнею, представленою на рис.1а в системі координат  $X_g O Y_g$ . При зачепленні твірна поверхня з нарізаними шестернею і колесом, пов'язаними з системами координат  $X_1 O_1 Y_1$  і  $X_2 O_2 Y_2$ , забезпечується взаємне розташування систем координат, представлені на рис. 1b.

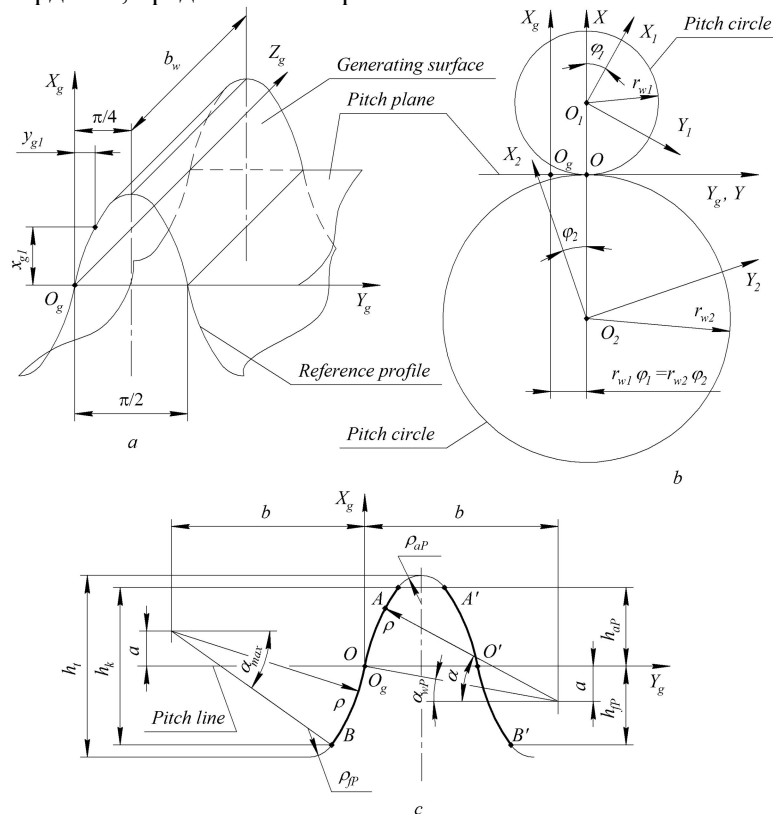


Рис. 1. Генеруюча поверхня конхoidalних коліс (а), система координат, яка використовується в дослідженні (b) та еталонний профіль (c)

Основою твірної поверхні є вихідний контур, представлений на рис. 1с. Ділянки ОА і ОВ утворюють робочу поверхню зуба, а ділянки О'А і О'В' - робочу поверхню сусіднього зуба. Ділянка АА' утворює перехідну поверхню зуба. У більшості випадків критерієм працездатності зубчастих передач, що обмежує їх навантажувальну здатність, є контактна міцність.

Стосовно конхoidalної передачі отримано рівняння верстатного зачеплення у вигляді

$$-(\pm \rho \cos \alpha \dots b) - r_{w1,2} \varphi_{1,2} + (\pm \rho \sin \alpha \dots a + x) \operatorname{ctg} \alpha = 0 \quad (1)$$

Рівняння (1) встановлює взаємозв'язок між кутом  $\varphi_{1,2}$  повороту шестерні або колеса з кутом  $\alpha$ . Оскільки  $\alpha$  визначає точку на профілі, то рівняння (1) пов'язує положення шестерні і колеса з розташуванням лінії контакту на твірній поверхні.

Для порівняння конхoidalного зачеплення з традиційним були обрані два показники - контактна міцність і втрати на тертя в зачепленні.

Контактна міцність оцінюється, виходячи з припущення, що величина контактних напружень є постійною внаслідок відповідності зубчастих передач під навантаженням. Це припущення зазвичай використовується при розрахунках звичайного зачеплення, оскільки воно добре корелює з експериментальними результатами. Якщо вираз перетворити для конхoidalних циліндричних передач, отримаємо

$$\Theta_H = \frac{\cos \alpha}{\chi_{red}} \quad (2)$$

Знижена кривизна робочих поверхонь у напрямку, перпендикулярному лінії миттєвого контакту

$$\chi_{red} = \frac{(R_1 + R_2) \left( \frac{\sin \alpha_p}{\sin^2 \alpha} \right)^2 \sin \alpha}{\left[ R_1 + \frac{(\pm \rho \sin \alpha \dots a + x) \sin \alpha_{wP}}{\sin^3 \alpha} \right] \left[ R_2 - \frac{(\pm \rho \sin \alpha \dots a + x) \sin \alpha_{wP}}{\sin^3 \alpha} \right]}$$

При порівнянні передач з однаковими параметрами коліс, але з різною геометрією зубців, більш високий  $\Theta_H$  свідчить про більшу навантажувальну здатність.

Для традиційних передач залежність для визначення максимально допустимого крутного моменту може бути отримана у вигляді

$$[T_{1H}] = \left( \frac{[\sigma_H] d_{w1}}{Z_H Z_E Z_\varepsilon} \right)^2 \frac{b_w u}{2000(u+1) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_V} \quad (3)$$

де  $d_{w1}$  - дільний діаметр шестерні;  $Z_H$  - коефіцієнт зони;  $Z_M$  - коефіцієнт еластичності;  $Z_\varepsilon$  - коефіцієнт контактного відношення;  $K_{H\alpha}$  - коефіцієнт навантаження;  $K_{H\beta}$  - коефіцієнт торцевого навантаження;  $K_V$  - внутрішній динамічний коефіцієнт.

Втрати потужності в зачепленні визначаються як

$$\psi_m = \frac{b_w r_{w1}}{\pi \omega_1 T_1} \int_{\varphi_{10}}^{\varphi_{20}} q_n f v_g d\varphi \quad (4)$$

де  $\varphi_{10}$ ,  $\varphi_{20}$  - кутові переміщення шестерні, які відповідають кутам профілю  $\alpha_{\max 1}$  та  $\alpha_{\max 2}$  на кінчику зуба шестерні та зубця шестерні відповідно;  $v_g$  - швидкість ковзання;  $f$  - коефіцієнт тертя ковзання в зоні контакту зубців.

Аналіз свідчить про те, що в порівнянні з евольвентними передачами в межах поля зачеплення, запропоновані конхoidalні передачі мають кращі показники працездатності. При збільшенні кута профілю вихідного контуру на початковій прямій і збільшенні зміщення вихідного контуру від 0 до 0,5 показники працездатності передач переважно покращуються. При цьому перевагу слід віддавати додатному зміщенню для зубців шестерні і від'ємному - для зубців колеса.