

Ю.А. Невдаха, доц. канд. техн. наук, В.М. Лушніков доц. канд. техн. наук,
В.В. Пукалов, доц. канд. техн. наук, А.Ю. Невдаха, асп.
Кіровоградський національний технічний університет

Розрахунок зубців прямозубих зубчастих коліс на міцність по напруженням згину з врахуванням сучасних методів розрахунку

Приведений розрахунок зубців прямозубих зубчастих коліс на міцність по місцевим напруженням згину, які дають більш точний результат на відміну від метода розрахунку по номінальним напруженням.

зубець, напруження, згин, навантаження

Зубчасті передачі широко використовуються в кривошипних пресах. Привод кривошипно-шатунного механізму здійснюється від електродвигуна та за допомогою зубчастих циліндричних передач. Тихохідні зубчасті передачі найчастіше виготовляють з прямозубими зубчастими колесами [1]. В зв'язку з тим, що на зубчасті колеса діють значні навантаження змінні в часі, то слід особливу увагу приділяти розрахункам на міцність по напруженням згину.

При розрахунку тіла зуба на міцність використовують наступну схему: зуб розглядають як консольну балку, яка навантажена на кінці консолі нормальною до поверхні силою q_F [2]. Цей метод визначення напруження згину базується на положеннях опору матеріалу. Такий метод відображає дійсну межу витривалості зуба на злом наближено.

Метод, оснований на гіпотезі А.В. Верховського, згідно якій передбачається, що при пружній деформації зубців плоскими залишаються «ломані» перетини, нормальні до перехідної поверхні біля основи ніжки зубця [3]. Розрахунок по методу ломаних перетинів дає можливість визначати близькі до дійсних місцеві напруження.

Для визначення напружень згину в прямому зубці зубчастого колеса з умовною довжиною зубця в 1мм використовуємо гіпотезу А.В. Верховського про невикривляємість при згині ломаних плоских перерізів, нормальних до перехідної кривої біля основи ніжки зубця.

Розрахункове навантаження прикладаємо біля вершини зубця, тобто вибираємо найнебезпечніший випадок навантаження зубця з точки зору виникнення максимального напруження згину у його основі.

На рис. зображена розрахункова схема зубця.

Перенесемо точку прикладання сили $q_F \left(\frac{H}{мм} \right)$ (навантаження яке припадає на одиницю довжини зубця, або його ще називають інтенсивність навантаження) на вісь симетрії зубця в точку O і розкладемо цю силу на дві взаємно перпендикулярні складові q_{Ft} та q_{Fr} , $q_{Ft} = q_F \cdot \cos \alpha_x$; $q_{Fr} = q_F \cdot \sin \alpha_x$; де α_x - кут зачеплення.

Через точки A і B з абсцисою y проведемо ломаний перетин ADB , лінії AD і DB які являються слідами площин, нормальних до перехідних поверхонь. Подібний же перетин $A_1D_1B_1$ проведемо через точки A_1 і B_1 з абсцисою $y + dy$. Позначимо точку

перетину ліній AD і A_1D_1 через C і кут між ними – через $d\delta$. Радіус кривини ρ в точці A перехідної кривої визначається величиною відрізка AC . Після прикладання до зубця зусилля q_F в результаті деформації згину силою q_{Ft} перетин ADB , залишається плоским, але буде повернутим відносно свого початкового положення на кут $d\varphi$ і займе положення $A'DB'$.

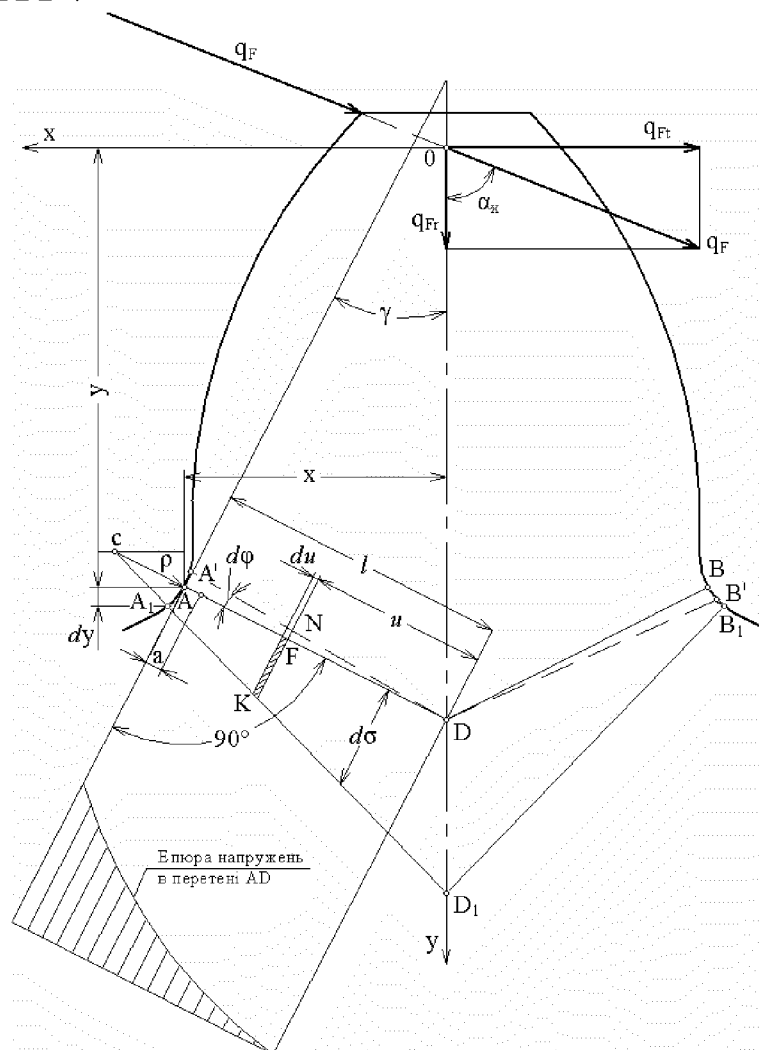


Рисунок – Схема для визначення напружень згину у основі зуба

Довільний елемент $KF = (\rho + l - U) \cdot d\delta$, який знаходиться на відстані U від точки D , отримуємо при цьому видовження $KF = U \cdot d\varphi$. Напруження розтягу в елементі KF

$$\sigma = E \frac{FN}{KF} = E \frac{d\varphi}{d\delta} \cdot \frac{U}{(\rho + l - U)}. \quad (1)$$

Елементарний момент відносно точки D

$$dM = \sigma \cdot U \cdot dU = E \frac{d\varphi}{d\delta} \cdot \left(\frac{U^2 dU}{\rho + l - U} \right).$$

Умова рівноваги системи

$$M = q_{Ft} \cdot OD = 2E \frac{d\varphi}{d\delta} \int_0^l \frac{U^2 \cdot dU}{\rho + l - U}.$$

Звідки

$$E \frac{d\varphi}{d\delta} = \frac{M}{2 \cdot \left[(l + \rho) \cdot l + 0,5 \cdot l^2 + (l + \rho)^2 \cdot \ln \left(\frac{\rho}{\rho + l} \right) \right]}$$

Підставимо цей вираз в формулу (1) і прийнемо $U = l = \frac{x}{\cos \gamma}$, знайдемо напруження в точці А від сили q_{Ft} .

$$\sigma_A = \frac{q \cdot \cos \alpha_x \cdot OD}{x^2} \cdot H = \frac{q_{Ft} \cdot OD}{x^2} \cdot H,$$

де

$$H = - \frac{\cos \gamma}{2 \cdot \left[\frac{3 \cdot \frac{x}{\rho} + 2 \cdot \cos \gamma}{2 \cdot \left(\frac{x}{\rho} \right)^2} + \frac{\left(\cos \gamma + \frac{x}{\rho} \right)^2}{\left(\frac{x}{\rho} \right)^2} \ln \left(\frac{\cos \gamma}{\cos \alpha + \frac{x}{\rho}} \right) \right]}$$

Напруження від стискаючої сили q_{Fr} також слід було б визначити на основі гіпотези ломаних перетинів. Враховуючи відносно невелику величину стиску, для спрощення розрахунків з достатньою точністю можна прийняти, що це напруження рівномірно розподіляється по перетину ADB:

$$\sigma_{CT} = \frac{q_{Fr}}{2x} \cdot \cos^2 \gamma.$$

Сумарне місцеве напруження на стороні розтягу ($\sigma_A \geq \sigma_{CT}$)

$$\sigma_F = \sigma_A - \sigma_{CT} = q_F \left(\frac{OD \cdot \cos \alpha_x}{x^2} \cdot H - \frac{\sin \alpha_x \cdot \cos^2 \gamma}{2x} \right).$$

Замінімо в цьому виразі інтенсивність навантаження q_F через $\frac{F_t}{b \cdot \cos \alpha_0}$ та помножимо чисельник і знаменник на модуль m , отримаємо

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot \frac{m \cdot (2 \cdot OD \cdot H \cos \alpha_x - x \sin \alpha_x \cos^2 \gamma)}{2x^2 \cos \alpha_0}.$$

Позначимо

$$Y_F = \frac{2 \cdot x^2 \cos \alpha_0}{m \cdot (2 \cdot OD \cdot H \cdot \cos \alpha_x - x \cdot \sin \alpha_x \cdot \cos^2 \gamma)}.$$

Звідси, з урахуванням коефіцієнта навантаження K , Н/мм²,

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K}{b \cdot m \cdot Y_F},$$

де Y_F - коефіцієнт форми зуба при розрахунку на злом по місцевим напруженням зубців.

При наявності даних про ефективні коефіцієнти концентрації K_σ і теоретичним коефіцієнті концентрації напружень K_T коефіцієнт форми зуба Y розраховують як

$$Y = Y_F \cdot \frac{K_T}{K_\sigma}.$$

Метод ломаних перетинів дає також можливість визначити напруження згину на деякій глибині під поверхнею. Такий розрахунок характерний для розрахунку зубчастих коліс з поверхневим зміцненням. Якщо напруження на поверхні

$$\sigma_A = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{l}{\rho} \cdot \frac{d\varphi}{d\delta},$$

то в підкорковому прошарку на глибині a під поверхнею

$$\sigma_a = E \cdot \varepsilon_a = E \frac{d\varphi}{d\delta} \cdot \frac{l-a}{\rho+a} = \frac{l-a}{\rho+a} \cdot \frac{\rho}{l} \cdot \sigma_A.$$

Таким чином, отриманий результат оснований на гіпотезі А.В. Верховського дозволяє зробити розрахунок зубців прямозубих коліс на міцність по напруженням згину більш точно, завдяки чому можна зменшити їх масу, при одночасному збільшенні надійності зубчастої передачі.

Список літератури

1. Банкетов А.Н. Кузнечно-штамповочное оборудование, М.: Машиностроение, 1970. – 602 с.
2. Павлище В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин: Підручник. – К.: Вища школа, 1993. - 556 с.
3. Верховский А.В. Гипотеза ломаных сечений и ее применение к расчету стержней сложной конфигурации. Известия Томского политехнического института, т. 61, вып. 1. – Томск: 1947.

Ю. Невдаха, В. Лушников, В. Пукалов, А. Невдаха

Расчет зубьев прямозубых зубчатых колес на прочность по напруженным изгибам с учетом современных методов расчета

Приведений расчет зубьев прямозубых зубчатых колес на прочность по местным напряжениям изгиба, которые дают более точный результат в отличии от метода расчета по номинальным напряжениям.

Y. Nevdakha, V. Loushnicov, V. Poucalov, A. Nevdakha

Computation of indents of straight indents gear-wheels on durability on by tension of bend taking into account the modern methods of computation

In the article the resulted computation of indents of straightindents gear-wheels on durability by local tensions of bend, which give more exact result unlike the method of computation by nominal tension.

Одержано 04.11.10