

V_{k2p2} . Очевидно, що це правило не поширюється на підмножину обов'язкових заходів, для яких $F_1(V_{kp}; Z_{rt})=1$ та підмножину заходів, проведення яких для даної r -ї пожежної частини в даний t -й період часу недоцільне ($F_2(V_{kp}; Z_{rt})=0$).

Формально процедуру рангування можна записати так:

$$F_3(V_{kp}; Z_{rt}) = \text{Range}(F_2(V_{kp}; Z_{rt})) (F_1(V_{kp}; Z_{rt}) \neq 1 \vee F_2(V_{kp}; Z_{rt}) = 0) \quad (5)$$

Алгоритм формування плану тактично-навчальних заходів з охорони праці є очевидним: спочатку до плану включаються заходи, що є обов'язковими для даної частини ($F_1(V_{kp}; Z_{rt})=1$), а потім до плану долучаються заходи згідно з порядковим номером рангованого коефіцієнта терміновості $F_3(V_{kp}; Z_{rt})$.

Висновок. Запропонована методика математичного моделювання дозволяє оптимізувати планування заходів з охорони праці при проведенні пожежно-технічних навчань та занять і може використовуватись при створенні автоматизованої системи їх планування. Інформація про умови роботи даної пожежно-рятувальної частини вноситься до бази даних системи автоматизованого планування в діалоговому режимі і поновлюється в разі потреби при складанні кожного наступного плану.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

1. Білінський Б.О. Оптимізація пожежно-тактичних занять з точки зору зменшення рівня службового травматизму // Тези доповідей V міжнародної науково-методичної конференції "Інтеграція освіти, науки та виробництва" (26-29 вересня 2001 р.), Луцьк.: ЛДТУ.- 2001. - С.64 - 65.
2. Козяр М.М., Білінський Б.О., Ступницька Н.В. Психологічні аспекти травматизму та підготовка особового складу пожежно-рятувальної служби МНС України // Пожежна безпека. Збірник наукових праць.- УкрНДІПБ МНС України, №4, 2004.
3. Рожков А. П. Пожежна безпека. – Київ : Пожінформтехніка, 1999.- 256 с.

УДК 621.83

*І.М.Ольховий, к.т.н., доцент, Л.Ф.Дзюба, к.т.н., доцент (Львівський державний університет безпеки життєдіяльності МНС України),
Х.І.Ліщинська (Національний університет «Львівська політехніка»)*

ПРО ОЦІНКУ КОНТАКТНОЇ ВИТРИВАЛОСТІ ЗУБЦІВ ЗАКРИТИХ ПЕРЕДАЧ МАШИН І ПРИСТРОЇВ ПОЖЕЖОГАСІННЯ

Розглядається питання оцінки контактної витривалості активних поверхонь зубців зубчастих коліс і дослідження процесу викришування цих поверхонь на основі аналізу напруженого стану в матеріалі зубця з використанням теорій міцності.

Втома металів належить до тих деградаційних процесів, які безпосередньо впливають на надійність та безпечну експлуатацію пожежної техніки. Втомне руйнування елементів конструкцій є особливо небезпечним, оскільки більша частина процесу втоми проходить без будь-яких зовнішніх проявів, а руйнування чи відмова відбувається раптово. Особливу небезпеку становить контактна втома, що виникає внаслідок дії повторно-змінного навантаження в елементах конструкцій, які дотикаються при передачі руху. Такими

елементами є зубці зубчастих коліс механічних передач. Особливо небезпечними є явища контактної втоми в закритих зубчастих передачах, якими є коробки передач пожежних автомобілів, коробки відбору потужностей цих же автомобілів, черв'ячні редуктори привода висування колін та привода повороту колін пожежних автомашин тощо. Внаслідок дії повторно-змінного навантаження та виникнення явища контактної втоми відбувається механічне зношування елементів конструкцій [1]. Практика експлуатації зубчастих передач показує, що основний вклад в процес механічного зношування вносить втомне викришування та подальший абразивний знос. Тому для підвищення експлуатаційних показників та для уникнення раптових відмов під час використання пожежної техніки слід більшу увагу приділяти явищу викришування зубців та враховувати деякі фактори при проектуванні закритих зубчастих передач.

Явище викришування розглядається в ряді робіт, в яких причиною цього явища вважаються поверхневі втомні тріщини. Вважається, що ці тріщини виникають на поверхні контакту зубців коліс від дії контактних циклічних напружень σ_H . Зазначається, що в процесі експлуатації передачі ці дрібні тріщини поглиблюються і збільшуються. В результаті цього відбувається процес викришування поверхонь зубців і зв'язані з цим відмови зубчастих передач. Проте такий підхід не повною мірою враховує вплив виду напруженого стану всередині матеріалу зубця (на певній глибині від площинки контакту) і розрахунок виконується за величиною найбільших контактних напружень з використанням умови міцності

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H, \quad (1)$$

де $[\sigma]_H$ - допустиме контактне напруження при одновісному стиску.

Робота присвячена дослідженню вказаного явища шляхом аналізу напруженого стану в глибині матеріалу зуба з використанням при розрахунку відповідної теорії міцності.

Відомо, що в межах пружних деформацій матеріалу зуба величину найбільших контактних напружень, які виникають на активних поверхнях зубців прямозубої передачі, можна визначити із розв'язку задачі Герца про взаємний стиск двох циліндрів. Циліндри дотикаються до навантаження по прямій, яка збігається з їх твірною. Цей розв'язок має вигляд [2]

$$\max \sigma_H = \sqrt{\frac{F_n (R_1 + R_2)}{\pi R_1 R_2 \cdot \theta \cdot l}}, \quad (2)$$

$$F_n = \frac{2T_1}{d_1 \cdot \cos \alpha}$$

де F_n - сила взаємного натискання зубців; T_1 , d_1 - обертовий момент і дільний діаметр шестерні передачі; $\alpha = 20^\circ$ - кут зачеплення для передачі з

евольвентними колесами; $R_1 = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha$, $R_2 = \frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha$ - радіуси кривизни профілів

зубців шестерні і колеса; d_{w1}, d_{w2} - діаметри початкових кіл; $\theta = \sum_{i=1}^2 \frac{1 - \mu_i^2}{E_i}$; μ_i, E_i ($i = 1, 2$) - коефіцієнти Пуассона і модулі пружності матеріалів шестерні і колеса, (для випадку сталевих коліс $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$); l - довжина лінії контакту (при точному виготовленні і монтажі коліс передачі її можна прийняти рівною ширині вінця колеса).

При стиску зубців на їх поверхні утворюється площинка контакту, півширина якої рівна

$$a = \sqrt{\frac{4\theta \cdot F_n \cdot R_1 R_2}{\pi \cdot l \cdot (R_1 + R_2)}} \quad (3)$$

При контакті поверхонь зубців зубчастих коліс в точках матеріалу виникає об'ємний напружений стан. Аналіз напружених станів при такому типі контактних навантажень [3] показує, що при контактній взаємодії двох зубців небезпечний напружений стан має місце не в центрі площинки контакту, а на певній глибині z в точці, яка лежить на лінії дії стискуючих сил F_n (рис. 1).

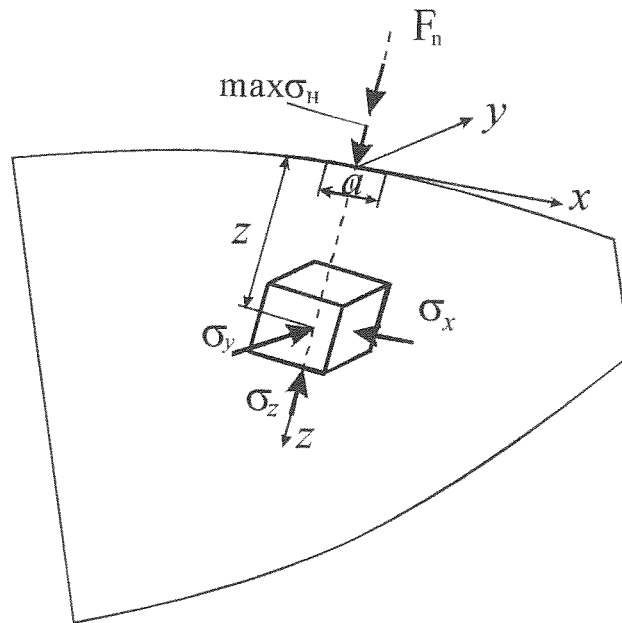


Рис. 1. Напружений стан в зоні контакту зубців

Напруження $\sigma_z, \sigma_x, \sigma_y$, що показані на рис. 1, є головними, тому що небезпечна точка, в якій виникають ці напруження, лежить на осі z , що проходить через середину площинки контакту. На рис. 2 наведено графіки зміни величин відносних напружень

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_H}, \frac{\sigma_x}{\sigma_H}, \frac{\sigma_y}{\sigma_H},$$

де $\sigma_H = \max \sigma_H$ - найбільше контактне напруження на площинці контакту, що визначається за формулою (2) залежно від відносної координати глибини z/a (де a - півширина площинки контакту, що визначається за формулою (3)). На цьому ж рисунку

наведено графік зміни відносних еквівалентних напружень $\frac{\sigma_{екв}^{III}}{\sigma_H}$, де $\sigma_{екв}^{III}$ - еквівалентне напруження за третьою теорією міцності, яке визначається за формулою

$$\sigma_{екв}^{III} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (4)$$

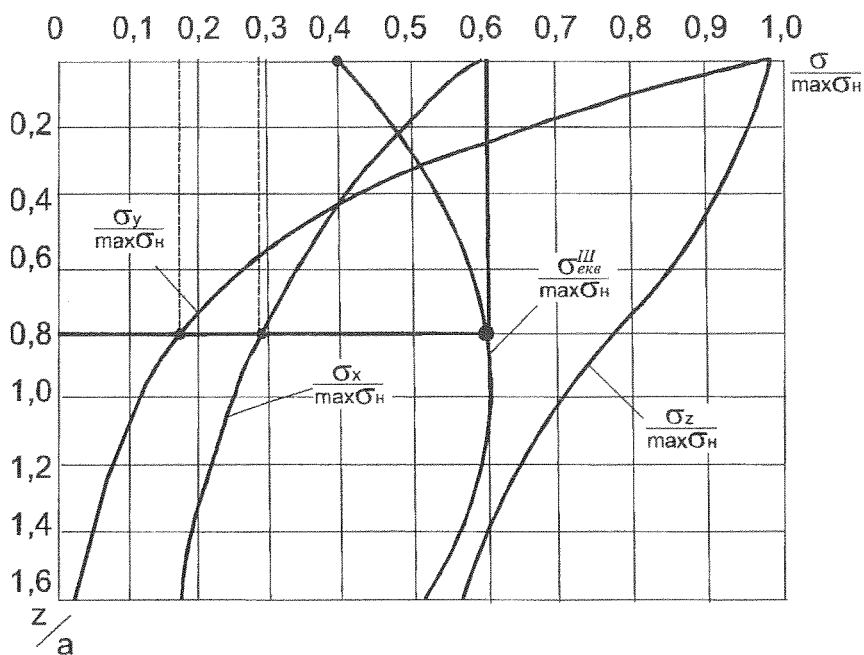


Рис. 2. Розподіл напружень по глибині зубця

Із графіків видно, що в центрі площинки контакту зубців

$$\sigma_1 = \sigma_x - 0,6 \max \sigma_H, \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_y = \sigma_z = -1,0 \max \sigma_H. \quad (5)$$

Еквівалентне напруження обчислене за формулою (4)

$$\sigma_{екв}^{III} = 0,4 \max \sigma_H. \quad (6)$$

В точці, яка лежить на лінії дії сил і знаходиться на глибині $z = 0,8a$,

$$\sigma_1 = \sigma_y = -0,18 \max \sigma_H, \sigma_2 = \sigma_x = -0,29 \max \sigma_H, \sigma_3 = \sigma_z = -0,78 \max \sigma_H.$$

Еквівалентне напруження за третьою теорією

$$\sigma_{екв}^{III} = 0,6 \max \sigma_H. \quad (7)$$

Порівняння значень із виразів (6) і (7) вказує, що еквівалентне напруження в точці, яка знаходиться на глибині $z = 0,8a$, в 1,5 рази перевищує відповідне напруження в центрі площинки контакту. Це дає підстави стверджувати, що процес руйнування (або утворення і розвитку тріщин при повторно змінних напруженнях) починається не з площинки контакту, а з точки, яка знаходиться на лінії дії сил і лежить на вказаній глибині.

Зазначимо, що коли на початку експлуатації зубчастої передачі зубчасті колеса неприпрацьовані, то довжина лінії контакту зменшується і в граничному випадку початковий контакт зубців може бути в точці. Аналіз напруженого стану в цьому випадку дає такі величини еквівалентних напружень:

- в центрі площинки контакту $\sigma_{екв}^{III} = 0,2 \max \sigma_H$;

- на глибині $z = 0,48a$ $\sigma_{екв}^{III} = 0,62 \max \sigma_H$.

Тобто, еквівалентне напруження на глибині при початковому контакті зубців у точці більш ніж в 3 рази перевищує відповідне напруження в центрі площинки контакту і процес руйнування починатиметься з глибини.

Аналізуючи отримані результати, умову міцності для різних випадків контакту зубців можна записати у вигляді

$$\sigma_{\text{екв}}^{\text{III}} = \sigma_1 - \sigma_3 = m \cdot \max \sigma_H \leq [\sigma], \quad (8)$$

де m - коефіцієнт, що враховує вид напруженого стану в небезпечній точці та залежить від

умов початкового контакту; $[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{сп}}}{k}$ - допустиме напруження матеріалу коліс при одновісному стиску, що залежить від матеріалу коліс і прийнятого коефіцієнта запасу.

Умову міцності (8) можна переписати у вигляді

$$\max \sigma_H \leq \frac{[\sigma]}{m}. \quad (9)$$

Якщо ввести позначення

$$\frac{[\sigma]}{m} = [\sigma]_H, \quad (10)$$

де $[\sigma]_H$ - умовне допустиме контактне напруження, то умову міцності (8) можна записати у звичному вигляді (1). Зауважимо, що величина $[\sigma]_H$ залежить не тільки від значення механічної характеристики матеріалу зубця $\sigma_{\text{сп}}$ та величини прийнятого коефіцієнта запасу, але і від форми поверхонь контактуючих тіл, яка визначає значення коефіцієнта m .

Внаслідок обертання зубчастих коліс контактні напруження σ_H є не постійними, а змінними. Вони можуть змінюватись як за пульсаційним циклом (нереверсні передачі), так і за осесиметричним циклом (реверсні передачі). В цих випадках допустиме напруження $[\sigma]$ слід замінити на величину

$$[\sigma]_R = \frac{\sigma_R}{n_\sigma},$$

де σ_R - границя витривалості матеріалу зубців при тому циклі, при якому працює передача, n_σ - коефіцієнт запасу міцності відносно втомного руйнування. Тоді умовна допустима границя витривалості із умови витривалості (1) визначається за виразом

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_R}{n_\sigma \cdot m}.$$

Проведені дослідження дозволяють вказати на таку можливу послідовність процесу викришування зубців: при дії навантаження на зубці неприпрацьованої передачі, коли лінія контакту невелика внаслідок неточності виготовлення або монтажу, в матеріалі зубців на вказаних вище глибинах виникає напружений стан з еквівалентними напруженнями, що перевищують границю витривалості. Внаслідок дії циклічного навантаження в матеріалі утворюються мікротріщини, які зростають і виходять на поверхню. В результаті проходить відшарування частин активної поверхні, тобто викришування зубців. Від цього поверхня контакту збільшується, а еквівалентне напруження зменшується. Якщо воно стає меншим від границі витривалості, то процес викришування припиняється, нерівності згладжуються, передача продовжує працювати. Якщо ж еквівалентні напруження в зубцях з викришеною поверхнею далі перевищують границю витривалості, то процес викришування триває. Це

приводить до інтенсивного втомного зношування зубців. Цей процес посилюється ще і тому, що дрібні викришені частинки металу заносяться оливою на робочі поверхні зубців і діють як абразив.

Представлені результати вказують на те, що для запобігання процесу викришування активних поверхонь зубців зубчастих коліс необхідно, крім інших заходів, при розрахунку брати до уваги не тільки найбільші контактні напруження на площинці контакту, але і враховувати напружений стан в приповерхневих шарах, який значно впливає на процес викришування зубців в закритих передачах машин і пристроїв пожежогасіння.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ:

1. Алексеев П.П., Бубырь Н.Ф., Кащеев Н.Б. и др. *Машины и аппараты пожаротушения*. – М. : Высшая школа МВД СССР, 1972. – 528 с.
2. Павлице В.Т. *Основи конструювання та розрахунок деталей машин*. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
3. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. *Справочник по сопротивлению материалов*. – К. : Наукова думка, 1975. – 704 с.

УДК 536.1.

Б.І.Стадник, д.т.н., професор, Інститут комп'ютерних технологій, автоматики і метрології НУ „Львівська політехніка”

С.П.Яцишин, к.т.н., доцент, Інститут комп'ютерних технологій, автоматики і метрології НУ „Львівська політехніка”, (Львівський державний університет безпеки життєдіяльності)

Р.Т.Ратушний, к.т.н., (Львівським державним університетом безпеки життєдіяльності)

І.П.Микитин, к.т.н., доцент, Інститут комп'ютерних технологій, автоматики і метрології НУ „Львівська політехніка”

ПІРОМЕТРИЧНІ ПЕРЕТВОРЮВАЧІ У АВТОМАТИЧНИХ УСТАНОВКАХ ПРИГНІЧЕННЯ ВИБУХУ

У праці вивчено можливості підвищення чутливості приладів оптичної пірометрії шляхом оптимізації термодинамічного стану матеріалу чутливого елемента пірометричного перетворювача і, тим самим, застосування досягнень оптичної пірометрії та сучасних програмно-технічних засобів для забезпечення ефективної роботи автоматичних систем пригнічення вибуху

Вступ. Ефективна робота автоматичних систем пригнічення вибуху передбачає використання давача раннього виявлення за одним із характерних параметрів – випромінювання, іонізація чи тиск [1]. Два перші з них стосуються оптичного методу, який дозволяє передавати інформацію \sim у 10^6 разів швидше порівняно з акустичним методом. Оптичні пірометри (ОП), призначені для експлуатації у діапазоні температур 400 ... 1800 °С, завдяки особливостям виконання й реалізації вимірювань у вузькій смужі спектру ідеально підходять для застосування у автоматичних системах пригнічення вибуху. Зокрема, пірометр спектрального відношення „Спектропір 10-001” з діапазоном вимірювання 500 ... 700 °С при діаметрі об'єктива 125 мм і показнику візирування 1 : 25, що працює на двох фіксованих частотах 0,92 і 1,62 мкм, характеризується швидкодією 50 мс [2]. При основній приведеній