

Найбільш цікавим результатом проведених експериментів залежно від форми штампа виявився фрагмент тіла, яке отримується під дном штампа після руйнування зразка. Так, під час вдавлювання кругового штампа отримано практично прямий круговий конус, твірна якого нахилена під кутом $\alpha \approx 70^\circ$ до основи конуса (рис.4,а). Для квадратного штампа отримано правильну чотирикутну піраміду, грані якої також утворювали з площиною основи кут $\alpha \approx 70^\circ$ (рис.4,б). Для прямокутного штампа одержано трикутну призму, бічні грані якої утворювали з площиною основи також кут $\alpha \approx 70^\circ$ (рис. 4,в). Як бачимо, незалежно від геометричної форми штампа, значення кута α нахилу поверхні руйнування до основи тіла, є сталі.

Отже, внаслідок виконаних експериментальних досліджень можна зробити такі висновки:

1. Розроблено методику оцінки надійності деталей типу плит, деформованих стиском з записом діаграми руйнування, яка є ефективним інструментом з вивчення зародження та поширення тріщин у конструкційному матеріалі.

2. Руйнування зразків від дії штампів з плоскою основою, починається в околі контуру штампів; при цьому найбільш ймовірно руйнування відбувається за рахунок дотичних напружень (зсуву, сколу), а зароджувальні тріщини розвиваються вздовж поверхні, що нахилена під кутом $\alpha \approx 70^\circ$ до площини основи зразка незалежно від геометричної форми штампа.

3. Як наслідок від руйнування після вдавлювання штампів різних геометричних форм при основі, в об'ємі призматичних зразків виникають фрагменти тіл, які мають форму, близьку до кругового конуса для кругового штампа; форму, близьку до чотирикутної піраміди для квадратного штампа та форму трикутної призми для прямокутного штампа.

1. Кознаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. Справочник. М., 1985. 2. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. М., 1980. 3. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. М., 1975. 4. Черепанов Г.П. Механика хрупкого разрушения. М., 1974.

УДК 621.833.1.001.2

Кузьо І.В., Васильєва О.Е.

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра “Теоретична механіка”

ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ НА ЇХ МІЦНІСТЬ

© Кузьо І.В., Васильєва О.Е., 2000

Розглянуто вплив динамічних перевантажень зубчастих передач під час експлуатації на їх втомлювальну міцність за рахунок уточненого визначення коефіцієнта динамічного навантаження зубців, який враховується під час розрахунків.

In this article influencing dynamic overloads of gear drives on their fatigue resistance is reviewed during their exploitation. The mathematical relation for updated

definition of a factor of a dynamic load of teeth is suggested, which one is allowed at calculations.

У нашій країні в машинобудівній промисловості постійно випускають велику кількість типорозмірів різних машин і механізмів. Майже в кожній такій машині або механізмі є зубчасті передачі. Тому обсяги випуску зубчастих передач дуже значні. Отже, забезпечення і підвищення міцності зубчастих передач є одним з проблемних питань сучасного машинобудування, вирішення якого дає можливість зберегти матеріальні ресурси, підвищити експортні та інші можливості і отримати значний економічний ефект.

Найбільш розповсюдженими машинами, в яких використовують зубчасті передачі, є легкові та вантажні автомобілі, автобуси, трактори, баштові крани, металорізальні верстати, обертові печі тощо.

Відомо, що для нормальних умов експлуатації зубчастої передачі, яка нагрівається під час роботи, необхідно щоб між спряженими зубцями був обов'язково односторонній боковий зазор Δ . Наявність в експлуатації цього зазору під час зупинок, пусків та переключень зубчастих передач сприяє розриву кінематичних ланцюгів, внаслідок чого в передачах будуть існувати ударні навантаження. Крім того, ці розриви також виникають внаслідок неточності виготовлення зубців зубчастих передач. Ударні динамічні навантаження впливають на фактичне значення границі витривалості (контактною і на згин), тобто змінюють втомлювальну міцність передачі. Цей вплив при розрахунках зубчастих передач на міцність враховують коефіцієнтом динамічного навантаження зубців. Тому ставиться завдання визначити дійсне значення коефіцієнта динамічного навантаження зубців, що дасть змогу підвищити точність розрахунків.

Представимо елементарну зубчасту передачу під час удару у вигляді двох зосереджених мас. Тоді схема ударного навантаження буде представляти чотиримасову тризв'язану систему (рис. 1.). Вважаємо, що двигун обертається з постійною кутовою швидкістю ω_d . Визначимо ударне навантаження пружної ланки в місці співудару систем між зубцями коліс R_1 і R_2 . Зубці коліс для спрощення показані у вигляді консольної балки прямокутного перерізу. Таке спрощення практично не впливає на точність отриманих результатів [1].

Процес удару буде складатися з двох етапів: 1) зближення систем на значення зазора Δ ; 2) ударне навантаження пружних ланок до максимального моменту M_{\max} .

На маси двигуна m_d і системи сил опору $m_{c.o.}$ діють зовнішні сили: M_d – приведений момент двигуна і $M_{c.o.}$ – статичний момент навантаження силами опору. Всі пружні ланки систем, які приймають удар, в момент утворення зазора Δ навантажені моментом сил опору $M_{c.o.}$.

Для першого етапу удару рівняння руху будуть такими:

$$\varphi_d = \omega_d \cdot t + \varphi_0; \quad (1)$$

$$j_1 \cdot \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - (\varphi_d - \varphi_1) \cdot c_{d1} = 0; \quad (2)$$

$$j_2 \cdot \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - (\varphi_2 - \varphi_{c.o.}) \cdot c_{20} = 0; \quad (3)$$

$$j_{c.o.} \cdot \frac{d^2 \varphi_{c.o.}}{dt^2} - (\varphi_2 - \varphi_{c.o.}) \cdot c_{20} = -M_{c.o.}, \quad (4)$$

де φ_0 – загальна деформація пружних ланок системи в момент появи зазора Δ ; $j_1, j_2, j_{c.o.}$ – відповідно наведені моменти інерції зубчастих колі і системи сил опору; $c_{д1}, c_{20}$ – відповідно кутові жорсткості з'єднувальних елементів системи.

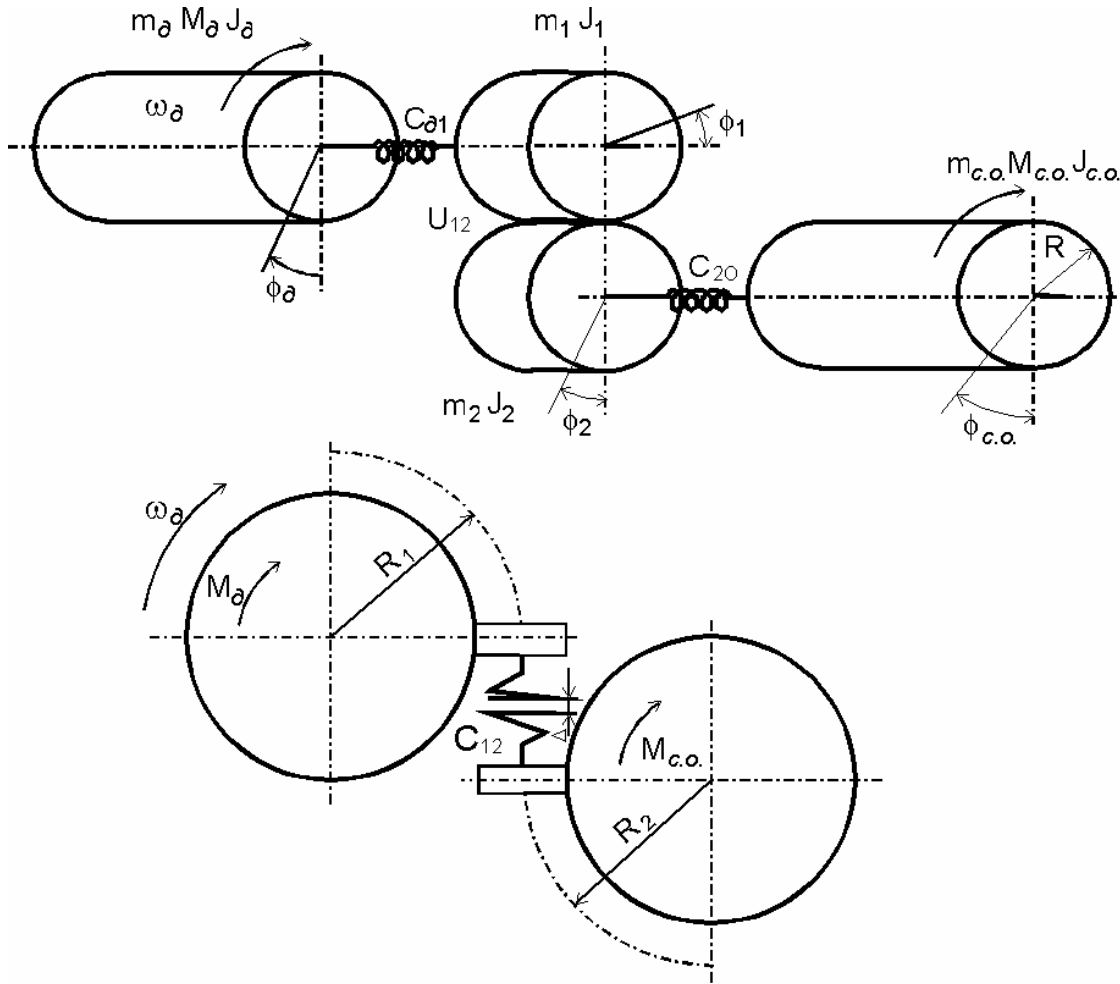


Рис. 1. Схема елементарної чотиримасової зубчастої передачі.

Після утворення зазора зубчасте колесо масою m_1 , буде рухатися в бік зубчастого колеса з масою m_2 з деяким прискоренням, яке зумовлене дією пружної сили ланки, що має жорсткість $c_{д1}$. Зубчасте колесо з масою m_2 і система сил опору з масою $m_{c.o.}$ рухатимуться в тому ж напрямку, але із сповільненням.

Для цього етапу руху маємо

$$\varphi_0 = \frac{M_{c.o.}}{c_{д1}} + \frac{M_{c.o.}}{c_{12}} + \frac{M_{c.o.}}{c_{20}}$$

та

$$\varphi_{д} = \omega_{д} \cdot t + \frac{M_{c.o.}}{c_{д1}} + \frac{M_{c.o.}}{c_{12}} + \frac{M_{c.o.}}{c_{20}},$$

що зумовлюється деформуванням всіх пружних ланок в момент утворення зазору відповідно статичному навантаженню $M_{c.o.}$.

Підставляємо значення φ_d у вираз (2) і отримуємо

$$\frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + \frac{c_{d1}}{j_d}\varphi_1 = \frac{c_{d1}}{j_d} \cdot \left(\omega_d \cdot t + \frac{M_{c.o.}}{c_{d1}} + \frac{M_{c.o.}}{c_{12}} + \frac{M_{c.o.}}{c_{20}} \right) \quad (5)$$

Загальне рівняння (5) є таким:

$$\varphi_1 = A \cdot \sin \sqrt{\frac{c_{d1}}{j_1}} t + B \cdot \cos \sqrt{\frac{c_{d1}}{j_1}} t + \omega_d \cdot t + \frac{M_{c.o.}}{c_{d1}} + \frac{M_{c.o.}}{c_{12}} + \frac{M_{c.o.}}{c_{20}}$$

Початковими умовами в цьому випадку є

$$\text{при } t=0 \quad \varphi_1 = \frac{M_{c.o.}}{c_{12}} + \frac{M_{c.o.}}{c_{20}}, \quad \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_d.$$

Виходячи з цих умов, маємо

$$\varphi_1 = -\frac{M_{c.o.}}{c_{20}} \cdot \cos \sqrt{\frac{c_{d1}}{j_1}} t + \omega_d \cdot t + \frac{M_{c.o.}}{c_{d1}} + \frac{M_{c.o.}}{c_{12}} + \frac{M_{c.o.}}{c_{20}} \quad (6)$$

Якщо виключити з рівняння (3) $\varphi_{c.o.}$, то отримуємо

$$\frac{d^4\varphi_2}{dt^4} + \frac{(j_2 + j_{c.o.}) \cdot c_{20}}{j_2 \cdot j_{c.o.}} \cdot \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = -\frac{M_{c.o.} \cdot c_{20}}{j_2 \cdot j_{c.o.}} \quad (7)$$

Загальний розв'язок рівняння (7) дає

$$\varphi_2 = A \cdot \sin \sqrt{\frac{(j_2 + j_{c.o.}) \cdot c_{20}}{j_2 \cdot j_{c.o.}}} t + B \cdot \cos \sqrt{\frac{(j_2 + j_{c.o.}) \cdot c_{20}}{j_2 \cdot j_{c.o.}}} t - \frac{M_{c.o.}}{2 \cdot (j_2 + j_{c.o.})} + C \cdot t + D \quad (8)$$

При початкових умовах $t=0$ $\varphi_2 = \frac{M_{c.o.}}{c_{20}}$, $\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_d$, $\varphi_{c.o.} = 0$ та $\frac{d\varphi_{c.o.}}{dt} = \omega_d$

використовуємо рівняння (3) та (4) і отримуємо при $t=0$ $\frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = -\frac{M_{c.o.}}{j_2}$ та $\frac{d^3\varphi_2}{dt^3} = 0$.

У цьому разі розв'язком рівняння (7) буде

$$\varphi_2 = \frac{M_{c.o.} \cdot j_{c.o.}}{(j_2 + j_{c.o.}) \cdot c_{20}} \cdot \left(\cos \sqrt{\frac{(j_2 + j_{c.o.}) \cdot c_{20}}{j_2 \cdot j_{c.o.}}} t - 1 \right) - \frac{M_{c.o.} \cdot t^2}{2 \cdot (j_2 + j_{c.o.})} + \omega_d \cdot t + \frac{M_{c.o.}}{c_{20}} \quad (9)$$

Зазор Δ ліквідується за умови, що $\varphi_1 - \varphi_2 = \Delta\varphi$, де $\Delta\varphi = \frac{\Delta}{R_1}$. Цьому моменту

відповідає час [2]

$$t_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot \Delta \cdot j_1}{M_d \cdot R_1}} \quad (10)$$

Тоді отримаємо

$$\begin{aligned} & \frac{M_{c.o.}}{c_{d1}} \cdot \left(1 - \cos \sqrt{\frac{c_{d1}}{j_1}} t_0 \right) - \frac{M_{c.o.} \cdot j_{c.o.}^2}{(j_2 + j_{c.o.}) \cdot c_{20}} \cdot \left(\cos \sqrt{\frac{(j_2 + j_{c.o.}) \cdot c_{20}}{j_2 \cdot j_{c.o.}}} t_0 - 1 \right) + \\ & + \frac{M_{c.o.} \cdot t_0^2}{2 \cdot (j_2 + j_{c.o.})} + \frac{M_{c.o.}}{c_{12}} = \Delta\varphi \end{aligned} \quad (11)$$

Для другого етапу руху мас, які приймають удар, рівняння руху

$$j_1 \cdot \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - (\varphi_d - \varphi_1) \cdot c_{d1} + (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot c_{12} = 0; \quad (12)$$

$$j_2 \cdot \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - (\varphi_1 - \varphi_2) \cdot c_{12} + (\varphi_2 - \varphi_{c.o.}) \cdot c_{20} = 0; \quad (13)$$

$$j_{c.o.} \cdot \frac{d^2 \varphi_{c.o.}}{dt^2} - (\varphi_2 - \varphi_{c.o.}) \cdot c_{20} = -M_{c.o.} \quad (14)$$

Розв'язання цих рівнянь виконується аналогічно, але більш ускладнено. З врахуванням приведення жорсткостей системи визначаємо максимальний момент під час виникнення удару.

$$M_{\max} = \sqrt{M_{c.o.} \cdot \left(\frac{\frac{4 \cdot \Delta}{m \cdot z_1} \cdot (M_d + \frac{M_{c.o.}}{U_{12}} \cdot \eta_{12})}{M_d \cdot (\frac{1}{c_{d1}} + \frac{1}{c_{12}}) + M_{c.o.} \cdot (\frac{1}{c_{12}} + \frac{U_{12}^2}{c_{20}} \cdot \eta_{12})} - M_{c.o.} \right) + M_{c.o.}}$$

де m – модуль зубчастої передачі; z_1 – кількість зубців ведучого зубчастого колеса; U_{12} – передавальне відношення зубчастої передачі; η_{12} – коефіцієнт корисної дії передачі; $c_{12} = \frac{R_1 \cdot 3 \cdot E \cdot I}{h^3}$; h – висота зубця; $c_{d1} = \frac{\pi \cdot G \cdot d_{d1}^4}{32 \cdot l_{d1}}$; $c_{20} = \frac{\pi \cdot G \cdot d_{20}^4}{32 \cdot l_{20}}$; d_{d1}, d_{20} – діаметри пружних елементів системи; l_{d1}, l_{20} – довжини пружних елементів системи; G – модуль пружності.

Відповідно коефіцієнт динамічного навантаження зубців буде

$$K_d = \frac{M_{\max}}{M_{c.o.}} \quad (15)$$

Після підстановки значення M_{\max} в залежність (15), отримаємо

$$K_d = \sqrt{\frac{1}{M_{c.o.}} \cdot \left(\frac{\frac{4 \cdot \Delta}{m \cdot z_1} \cdot (M_d + \frac{M_{c.o.}}{U_{12}} \cdot \eta_{12})}{M_d \cdot (\frac{1}{c_{d1}} + \frac{1}{c_{12}}) + M_{c.o.} \cdot (\frac{1}{c_{12}} + \frac{U_{12}^2}{c_{20}} \cdot \eta_{12})} - M_{c.o.} \right) + 1} \quad (16)$$

Аналіз залежності (16) дозволяє зробити висновки.

1. На динамічні перевантаження зубців передачі впливає значення зазору Δ в передачі. Із його збільшенням значення коефіцієнта динамічного навантаження зростає, особливо, під час зменшення жорсткості системи.

2. Динамічні перевантаження зростають під час збільшення статичного навантаження передачі. Особливо це буде відчутним при частих пусках або зупинках під час експлуатації зубчастої передачі.

3. Модуль і кількість зубців ведучого колеса передачі впливають зворотно-пропорційно на значення коефіцієнта динамічного навантаження зубців. Це пояснюється тим, що за незмінного значення зазору зменшується кут розриву між зубцями.

4. Динамічні перевантаження в передачі збільшуються із зростанням її кутової швидкості, що призводить до збільшення прискорення під час зіткнення зубців.

1. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. М., 1969. 2. Кузьо И.В., Кичма А.А., Микольский Ю.Н. Динамические нагрузки в зацеплении открытой зубчатой передачи привода вращающейся печи // Вест. Львов. политехн. ин-та. 1979. № 134. С. 23-25.

УДК 621.787-19+6217.789-1

Кукляк М.Л.

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра “Технологія машинобудування”

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗМІЦНЕННЯ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

© Кукляк М.Л., 2000

Розглядаються й узагальнюються технологічні методи підвищення витривалості пружних елементів транспортних машин – торсіонів – із застосуванням термомеханічного зміцнення, пластичного нагартовування та деформаційного старіння мартенситу.

The technological methods of longevity increasing of transport machines elastic elements – torsion bars – are created and generalized with the application of the thermomechanical hardening, plastic volume and surface cold working, and strain ageing of martensite.

Торсійні вали, працюючи в умовах циклічних крутильних навантажень, повинні мати високу границю втомлюваності та пропорційності.

Забезпечення високої міцності та збереження необхідної пластичності можна досягнути використанням різновидів термомеханічного оброблювання, зокрема, високотемпературного термомеханічного зміцнення (ВТМО) з використанням деформування крученням [1], яке дозволяє вирішити проблему комплексного покращання властивостей: міцності й пластичності, опору руйнуванню втомленням, в'язкості руйнування, ударної витривалості та опору поширенню тріщин. Проте впровадження його у виробництво здійснюється ще незадовільно, оскільки вимагає зміни серійної технології, оригінального технологічного устаткування.

Вибрати оптимальну технологічну схему ВТМО для конкретних виробів неможливо без всебічних досліджень, пов'язаних з відпрацюванням деформаційно-термічних режимів зміцнення, з необхідністю застосування нових методів і їх поєднання під час холодного нагартовування.

Підвищення тривкої здатності торсійних валів часто досягають їх заневолюванням. Для виробів, виготовлених із низько-відпущених сталей, холодне заневолювання набуває додаткового змісту як основна операція оброблення типу "марформінг". Припускають, що після холодного наскрізного деформування в таких сталях відбуваються додаткові