

КЛОЧКО О. О., КАМЧАТНА-СТЕПАНОВА К. В., ОХРИМЕНКО О. А., МАНОХІН М. С., ПЕРМЯКОВ Є. О.

ВПЛИВ МАСТИЛА НА ТЕХНІЧНИЙ РІВЕНЬ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПЕРЕДАЧ З СИМЕТРИЧНИМ ПРОФІЛЕМ

Анотація. Розглянуті питання підвищення ефективності при гідродинамічному (рідинному) або граничному (напіврідинному) режимах тертя зубчастих передач з асиметричним профілем та вплив рідини на ушкоджувальність зубів, втрати потужності та температури в контакті, а також виконує роль пружного середовища, що демпфує удари і змінює контактні лінії. У багатьох зубчастих передачах зубне навантаження на один зуб є значно вищим і застосовується для більш тривалих періодів часу. Асиметрична форма зуба відбиває цю функціональну різницю. У разі асиметричних передач стандартна симетрична зубчаста інструментальна рейка змінюється шляхом зміни кута тиску однієї з бічних поверхонь. Однак такий спрощений підхід до конструкції асиметричної передачі суттєво обмежує можливість максимізувати продуктивність широкого спектра можливих застосувань цих передач. У міру збільшення частоти ударних взаємодій мастильний шар високошвидкісних зубчастих передач з асиметричним профілем перестає реагувати на зміну тиску, а величина навантаження, що визначає найменшу в часі товщину шару, наближається до мінімальної стаціонарної складової спектра динамічних навантажень. Одночасно дещо зменшуються рівні шуму та вібрацій. Отже, у розрахунках на міцність на контактну витривалість і на заїдання високошвидкісних зубчастих передачах з асиметричним профілем комплексний вплив критеріальних параметрів мастила необхідно враховувати не тільки при визначенні допустимих напруг, але і при встановленні величини динамічного посилення навантаження через ударну взаємодію зубів.

Ключові слова: зубчасті передачі, асиметричний профіль, потужності, мастильний шар, навантаження, товщина шару, рівні шуму та вібрацій, комплексний вплив критеріальних параметрів.

KLOCHKO O. O., KAMCHATNA-STEPANOVA K. V., OHRIMENKO O. A., MANOKHIN A. S., ERMAYKOV E. O. INFLUENCE OF LUBRICANT ON THE TECHNICAL LEVEL OF HIGH-SPEED GEARBOXES WITH ASYMMETRICAL PROFILE

Annotation. The issues of efficiency improvement in hydrodynamic (liquid) or limit (semi-liquid) modes of friction of gears with an asymmetric profile and the effect of the liquid on tooth damage, power loss and temperature in contact, as well as the role of an elastic medium that dampens shocks and changes contact lines, are considered. In many gears, the tooth load per tooth is much higher and applied for longer periods of time. The asymmetrical shape of the tooth reflects this functional difference. In the case of asymmetric gears, the standard symmetrical toothed tool rail is modified by changing the pressure angle of one of the side surfaces. However, this simplistic approach to the design of an asymmetric transmission significantly limits the ability to maximize the performance of a wide range of possible applications of these transmissions. As the frequency of impact interactions increases, the lubricating layer of high-speed gears with an asymmetric profile ceases to respond to pressure changes, and the load value, which determines the smallest layer thickness over time, approaches the minimum stationary component of the spectrum of dynamic loads. At the same time, noise and vibration levels are slightly reduced. Therefore, in the calculations of the strength, contact endurance and seizure of high-speed gears with an asymmetric profile, the complex influence of the criterion parameters of the lubricant must be taken into account not only when determining the allowable stresses, but also when determining the amount of dynamic load amplification due to the impact interaction of the teeth.

Keywords: gears, asymmetric profile, power, lubricating layer, load, layer thickness, noise and vibration levels, complex influence of criterion parameters.

Вступ. Багатокритеріальна та об'єктивна оцінка технічного рівня сучасних конструкцій передач з асиметричним профілем [1,2,3] досягається лише при використанні необхідної та достатньої системи фізично-інформативних показників якості, що формується кібернетичними методами [4]. Для вирішення завдань локальної оптимізації основних компонентів конструкції в якості критеріальних, можуть використовуватися як комплексні, так і поодинокі показники якості, що відповідають вимогам незалежності за перевагою для споживача, достатньої інформативності та чутливості, тимчасової спроможності та керованості. В умовах безперервного підвищення рівня потужностей, що передаються, і стабілізації показника питомої маси для приводів машин вирішення проблеми оптимального підбору мастильних матеріалів за основними критеріями працездатності зубчастих і черв'ячних передач є одним з найбільш ефективних напрямів їх подальшого технічного вдосконалення [5].

Мета дослідження. Дослідити запропоновану ідею з метою вирішення завдання підвищення ефективності при гідродинамічному (рідинному) або граничному (напіврідинному) режимах тертя зубчастих передач з асиметричним профілем та вплив рідини на ушкоджувальність зубів, втрати потужності і температуру в контакті, але і виконує роль пружного середовища, що демпфує удари і змінює розподіл навантажень по довжині контактних ліній. Так, для закритих евольвентних передач з поверхнево-зміцненими хіміко-термічною обробкою зубами найбільш актуальним є запобігання глибоким (підшаровим) ушкодженням, зумовленим концентрацією навантаження в зачепленні, критеріальним показником якого є добуток коефіцієнтів $K_a \cdot K_\beta$ [6].

Викладення основного матеріалу. При проектуванні передач з об'ємно-загартованими зубами, призначених для експлуатації при малих та середніх окружних швидкостях ($V_{окр} \leq 25$ м/с), технічний рівень конструкцій обмежений граничними навантаженнями з згинальної витривалості або заїдання WF, WS. Досягнення оптимальних значень WF і WS забезпечується певним поєднанням параметрів точності та геометрії зачеплення (модифікацією робочих поверхонь зубів для досягнення рівномірного розподілу навантаження), удосконаленням механічних властивостей матеріалів та технологій фінішної обробки зубів емпіричним підбором мастил та присадок, максимально адаптованих до умов експлуатації передачі.

При проектуванні таких зубчастих передач вплив мастильного шару в зачепленні не враховується. Низькотемпературне заїдання (атермічне схоплювання) виникає значно рідше, ніж високотемпературне, і спостерігається, в основному, в тихохідних, важко навантажених передачах, якщо гідродинамічний ефект недостатній для утворення шару мастила, що несе. Внаслідок низької температури, хімічні процеси утворення твердих захисних плівок на поверхнях тертя сповільнюються або відсутні. У таких умовах основою захисту зубів є застосування високов'язких малоочищених залишкових мастил із підвищеною концентрацією поверхнево-активних речовин.

У багатьох зубчастих передачах зубне навантаження на один зуб є значно вищим і застосовується для більш тривалих періодів часу. Асиметрична форма зуба відбиває цю функціональну різницю.

Є публікації про зубчасті передачі з асиметричними зубами [1, 2, 3], де геометрія зуба визначається попередньо обраними параметрами зубчастої рейки асиметричного генератора. Подібний підхід зазвичай використовується в традиційній конструкції шестерень звичайних шестерень із симетричними зубами. У разі асиметричних передач стандартна симетрична зубчаста інструментальна рейка змінюється шляхом зміни кута тиску однієї з бічних поверхонь. Однак такий спрощений підхід до конструкції асиметричної передачі суттєво обмежує можливість максимізувати продуктивність широкого спектра можливих застосувань цих передач.

Альтернативний метод Direct Gear Design is не обмежений попередньо обраними основними параметрами стійки та забезпечує асиметричну геометрію зубів шестерні, оптимізовану для конкретних додатків із зубчастою передачею [3, 4]. Коефіцієнт асиметрії зубчастої передачі K дорівнює:

$$K = \frac{\cos \alpha_{wc}}{\cos \alpha_{wd}}, \quad (1)$$

де: $\cos \alpha_{wc}$ – кут вихідного профілю, $\cos \alpha_{wd}$ – кут асиметрії.

Існують різні приклади конструкцій передач з асиметричним профілем, де зубчаста пара передає навантаження в обох напрямках, але зі значною величиною і тривалістю (рис.1). В цьому випадку коефіцієнт асиметрії зубчастої передачі K може бути визначений вирівнюванням потенціалу накопичення поверхневого пошкодження зуба, яке залежить від робочої контактної напруги та числа циклів навантаження на бічні поверхні зубів з урахуванням молекулярно-механічного зношування.

У високошвидкісних зубчастих передачах з асиметричним профілем [1, 2, 3] ($V_{окр} > 25$ м/с) можливість виникнення процесу заїдання, як основної форми молекулярно-механічного зношування, визначається співвідношенням часу, необхідного для ефективної хімічної взаємодії мастила з мікроділянками чистого металу, та середнього часу контактування робочих поверхонь зубів. Оскільки в процесі експлуатації машин і механізмів вміст води в мастилі може досягати 1%, робоче середовище є одночасно поверхнево-активним і корозійно-агресивним, що призводить до зниження контактної та згинальної витривалості зубів у зв'язку з електрохімічним впливом на поверхні, що утворюються при розвитку втомних тріщин.

У лабораторних умовах встановлено, що інтенсивність заїдання збільшується зі зростанням контактної напруги (або тиску P_0), швидкості ковзання V_C і температури T в зоні контакту. Однак до цього часу відсутній загальноприйнятий критерій, що однозначно характеризує можливість виникнення заїдання при різних режимах тертя та умовах змащування високошвидкісних зубчастих передач з асиметричним профілем.

В основу сучасних методів розрахунку покладено такі наукові гіпотези:

- інтенсивне заїдання найімовірніше, якщо відношення товщини шару мастила h_0 до середньоквадратичного відхилення висоти мікронерівностей менше деякого граничного значення [4];
- задир відбувається у разі, якщо миттєва температура в зоні контакту перевищує деяке критичне значення T_{CR} для певного поєднання матеріалів поверхонь, що труться, і сорту мастила [5];
- заїдання настає, якщо інтенсивність потужності сил тертя в контакті fP_0V_C перевищує певну величину [6].

Отже, основні фізико-механічні та хімічні характеристики масляної плівки в умовах навантаженого контакту елементів зачеплення, а саме мінімальна товщина h_0 , критична температура T_{CR} та коефіцієнт тертя f є найважливішими комплексними критеріальними показниками, що визначають початок та протікання процесу заїдання високошвидкісних зубчастих передач з асиметричними.

Внутрішні динамічні навантаження в зубчастому зачепленні високошвидкісних зубчастих передачах з асиметричним профілем [1, 3], незважаючи на застосовувані конструктивні та технологічні заходи щодо їх зниження, залишаються потужним джерелом вібрації та підвищеної акустичної емісії, що істотно знижує конкурентоспроможність відповідних середньо- та високошвидкісних передач у порівнянні з іншими сучасними конструкціями приводу, зокрема, електричним, гідравлічним, пневматичним.

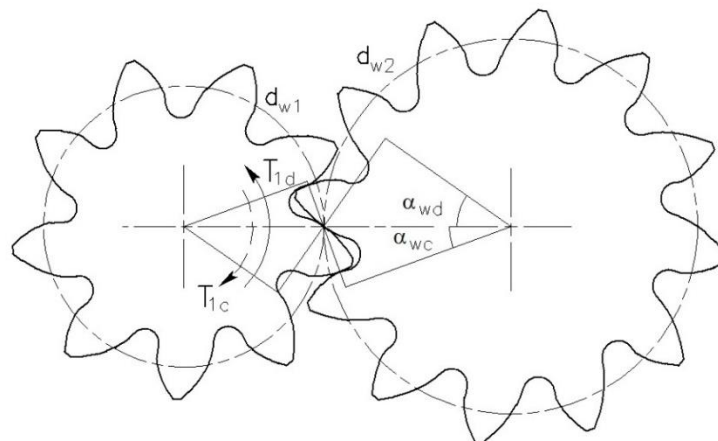


Рис. 1 – Асиметричні зубчасті передачі

Це зумовлено інтенсивною динамічною взаємодією профілів зубів у процесі пересполучення, що має стохастичний або детермінований характер (залежить від геометрії зачеплення, конструкції зубчастих коліс, точності виготовлення). Наприклад, у передачах із зачепленням Новікова товщина мастильного шару приблизно вдвічі більша, ніж у евольвентних передачах, що забезпечує більшу плавність роботи. Одночасно відбувається більш інтенсивне пересування обсягів мастила до торців зубчастих коліс - "бомбардування" стінок корпусу і, в результаті підвищення рівня акустичної емісії редукторів з зачепленням Новікова.

В експлуатаційних умовах робочі поверхні зубів для високошвидкісних зубчастих передач з асиметричним профілем будь-якої точності виготовлення крім швидкості руху, спрямованої по дотичній до майданчиків контакту, мають також швидкість, спрямовану за нормаллю (періодично зближуються або видаляються один від одного). При цьому характер динамічних явищ у зачепленні залежить від співвідношення між періодом коливань Π і часом реалізації різних фаз зачеплення.

Як правило, для тихохідних та середньошвидкісних передач загасання власних коливань коліс відбувається за час кожної з послідовних фаз зачеплення зубів, а для швидкохідних – період Π може перевищувати час кількох пересполучень. Як наслідок, підвищується ймовірність виникнення та інтенсивність перебігу резонансних явищ. Практика експлуатації показує, що більш в'язкі мастила краще демпфують динамічні навантаження в зачепленні і знижують шумність передач, одночасно мастило з меншою в'язкістю інтенсивніше відводить теплоту від зубчастих коліс, краще розбризкується і змачує ефективніше підшипники кочення, легше прокачується через фільтри і холодильники.

При призначенні певної рідкої мастила беруть до уваги, перш за все, її динамічну μ або кінематичну ν в'язкість. Зі збільшенням в'язкості покращуються умови створення гідродинамічної масляної плівки, що розділяє поверхні, що змачуються і запобігає їх безпосередній металевий контакт, зменшується ймовірність пошкодження робочих поверхонь.

На коефіцієнт тертя f в'язкість мастила впливає аналогічний впливу швидкості ковзання: при великих значеннях μ , ν підвищується несуча здатність мастильного шару і одночасно збільшуються сили опору в'язкому зсуву. Через війну коефіцієнт тертя f зменшується незначно. Одна з найпоширеніших рекомендацій щодо вибору в'язкості мастила для змачування тяжко навантажених зубчастих високошвидкісних зубчастих передач з асиметричним профілем:

$$V_{50} = (100 \dots 200) / V_{\text{окр}}^{0,4}. \quad (2)$$

Величина критичної температури T_{CR} відповідає температурі втрати орієнтації адсорбованих на поверхні металу молекул мастила і, відповідно до гіпотези Г. Блоку, залишається постійною незалежно від режиму та умов тертя. Значення T_{CR} визначаються експериментально у лабораторних умовах на машинах тертя. Наприклад, для добре очищених мінеральних мастил встановлено діапазон значень $T_{\text{CR}} = 115 \dots 180$ °C [6]. $T_n \cong 0,8T_B$ [6].

При зменшенні шорсткості робочої поверхні сталевого ролика від величини $R_z = 0,63$ мкм до значень $(0,25 \dots 0,3)$ мкм при змачуванні мастилом МТ-16П досягнуто зниження середньої температури зразків на $15 \dots 20$ °C, а граничне навантаження по заїданню збільшилося на $12 \dots 20\%$. Аналогічний, але більш значний ефект, зафіксований при застосуванні мастила Mobilgear 632, що відрізняється наявністю гідролітично стабільних протизносних та антифрикційних присадок, а також жирних кислот рослинного походження.

Протизадірні присадки утворюють на поверхнях тертя тверді плівки з високими мастильними властивостями, що дозволяє уникнути заїдання навіть при високих температурах в контакт. Одночасно відзначено підвищення інтенсивності електрохімічного зношування на поверхнях тертя, що може негативно вплинути на довговічність елементів зачеплення та підшипникових вузлів.

Об'єм мастильної ванни в корпусі редуктора повинен бути достатнім, щоб уповільнити старіння масла, створити умови для відстою продуктів зношування і, найголовніше, забезпечити оптимальні умови для тертя при тепловому режимі роботи передач. В умовах, коли об'ємна температура мастила не перевищує гранично допустиме значення $[T]$, мастило зберігає розрахункову в'язкість і виконує свої функції в межах встановленого терміну служби. Для мінеральних мастил встановлено діапазон значень $[T] = (80 \dots 95)$ °C, а при використанні спеціальних присадок або синтетичних мастил допускаються підвищені значення $[T] = (100 \dots 110)$ °C. Залежно від теплової напруженості редуктора обсяг мастила, що заливається, рекомендується в межах 3,5-10 л на 1 кВт втраченої потужності або 0,35-0,7 л на 1 кВт потужності, що передається (менше значення відповідає меншій в'язкості мастила, і навпаки). При обмеженому обсязі картера для встановлення теплового балансу на необхідному рівні в сучасних конструкціях зубчастих та черв'ячних редукторів застосовують розвинене ребра корпусу, інтенсивне обдування вентилятором, водяне охолодження ванни або циркуляційну мастильну систему. Збільшення частоти обертання n зубчастих коліс одночасно підвищує швидкість кочення та ковзання в контакт. Передбачається, що при стаціонарному навантаженні і пікових тисках в мастильному шарі, що виникають за рахунок гідродинамічних сил, відбувається різке зниження товщини мастильного шару на окремих ділянках поверхонь, що труться.

Зростання швидкості кочення V_k сприяє зменшенню коефіцієнта тертя та температури зубів, збільшенню товщини мастильної плівки. При цьому температура мастильного шару може дещо збільшуватись. Збільшення швидкості ковзання V_c зменшує коефіцієнт тертя, проте загальне тепловиділення та температура контакту при цьому збільшуються, товщина масляної плівки зменшується. Отже, загальний вплив швидкості кочення та ковзання протилежний: збільшення швидкості кочення сприяє збільшенню навантаження заїдання, а підвищення швидкості

ковзання викликає її зменшення.

Інтегральний характер кривої $W_s = f(n)$ у діапазоні окружних швидкостей $v_{кр} \in [10; 50]$, м/с, відповідає гіперболічній функції. Зазначені закономірності використані в рекомендаціях ISO/TR 13989 - 1:2000 і відображені в стандарті ФРН на розрахунок навантажувальної здатності циліндричних евольвентних передач коефіцієнтом Z_L , що інтегрально враховує вплив в'язкості мастила на контактну напругу: [4, 6]

$$Z_L = 0,91 + \frac{0,25}{\left(1 + \frac{112}{v_{40}}\right)^2}. \quad (3)$$

Про необхідність обліку в розрахунках міцності високошвидкісних зубчастих передачах з асиметричним профілем ефекту демпфування мастильним шаром ймовірних або детермінованих ударних взаємодій зубів [5, 6, 7]. Запропоновано дискретно зменшувати середньоквадратичну різницю основних кроків зубів D_0 , що визначає значення коефіцієнта динамічного навантаження в зачепленні: на величину 5 мкм при значеннях $D_0 > 10$ мкм і величину $D_0 / 2$ при $D_0 < 10$ мкм. Ці рекомендації не отримали широкого застосування, оскільки недостатньо повно відображають динамічні явища в зачепленні, зокрема, не враховано ефекту перерозподілу навантаження по довжині контактних ліній внаслідок різної інтегральної жорсткості контакту та зміни товщини масляної плівки в залежності від частоти пересполучення зубів.

Випробувані зубчасті колеса наводяться в обертання через муфту Ольдгейма електродвигуном ПН-45, виконаним у вигляді мотор-ваги (для вимірювання коефіцієнта тертя випробуваної зубчастої пари).

Враховуючи цю обставину, були проведені експерименти щодо дослідження впливу граничного тертя при різних швидкостях тертя та навантаженнях. Дослідження проводили на спеціальній машині тертя (рис. 2) за схемою навантаження пари зубчастих коліс і за допомогою багатофакторного експерименту визначалася залежність впливу хвилястості та макровідхилення на процес тертя.

Технічні дані експериментальної установки такі: діаметр випробуваних зубчастих коліс від 100 до 240 мм; частота обертання валу 400-2100 об/хв; навантаження, що діє на зубчасту пару, до 8000-10 000 кгм.

У комплект вимірювальної апаратури входять: електронний прилад для вимірювання товщини та форми мастильного шару; блок живлення щодо нього; два тарувальних прилади.

Для зубчастих коліс з асиметричним профілем робочою рідиною для поверхонь, що сполучаються, запропонований метод експериментального визначення товщини мастильного шару [8, 9, 12].

Суть методу полягає в тому, що евольвентні поверхні сполучених зубчастих коліс є пластинками конденсатора в якості діелектрика приймається робоча рідина, мастило, яке складається з суміші вуглеводнів і/або гліцеринових ефірів вищих ненасичених карбонових кислот та є непоганим діелектриком, так як молекули, що входять до його складу майже не полярні і не дисоціюють. Осі обертання зубчастих коліс встановлені на ізольованих опорах 3, 4 і підключені до вимірювального приладу ємності 5 (рис. 3)



Рис. 2 – Спеціальна машина тертя СМТ-1С випробування циліндричних зубчастих коліс з асиметричним профілем

Метою виміру пропонованого приладу є безперервність вимірів в період контактування сполучених евольвентних поверхонь.

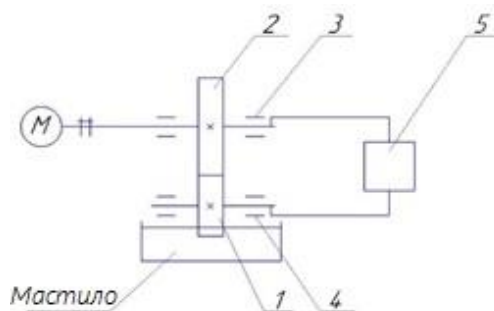


Рис. 3 – Пристрій вимірювального приладу

Пристрій містить провідне зубчасте колесо в якому розташований електрод 1 вимірювального конденсатора, другий електрод 2 розташований в підпорядкованому зубчастому колесі. Щоб уникнути замикання схеми – вали даної передачі встановлені на діелектричні опори 3, 4. Електроди 1, 2 підключені до вимірювального пристрою 5, яке видає результати вимірів ємності [10, 11].

Пристрій працює наступним чином. При обертанні коліс 1, 2 товщина мастильної плівки змінюється в місці їх зачеплення. Характер розподілу мастильної плівки по зубах коліс визначається виміром ємності конденсатора при різних положеннях зачеплення, які заміряються пристроєм 5.

Ємність конденсатора залежить від відстані між евольвентними поверхнями сполучених зубчастих коліс. Товщина мастильної плівки визначається побічно шляхом заміру ємності в зоні контактування.

Отже, для отримання зв'язку між ємністю і товщиною мастильного шару проводимо настройку приладу в залежності від фіксованих значень товщини зазору, яка є товщиною мастильного шару між пластинками, які знаходяться в маслі.

Налаштування приладу здійснюють наступним чином: на вимірювальному стенді заміряють ємність між пластинками, які знаходяться в маслі з настроюваною товщиною між ними, товщина між ними визначається згідно табл.1.

Таблиця 1 – Тарування приладу по ємності конденсатора в залежності від товщини мастильного шару

Товщина мастильного шару a , мм	Ємність конденсатора C , пф	Типи сполучених коліс
0.05	35	C1, C2, C3, C4, C5
0.08	84	
0.1	95	
0.15	140	
0.20	230	
0.25	310	

За допомогою приладу можна проводити виміри товщини мастильної плівки як для звичайних умов (ньютонівський стан робочої рідини) так і для зубчастих передач з неньютонівським станом робочої рідини, тобто коли в зоні контактування робоча рідина переходить в пружно-нестисливий стан робочої рідини, в зоні розташування гідрокишень.

Для непрямого контролю товщини мастильного шару при неньютонівському стані робочої рідини замірювання товщини мастильного шару виконується на стенді рис. 2 зі зміною товщини між пластинами конденсатора від 0 до 1 мм. Налаштування товщини зазору виконуємо за допомогою полімерних діелектричних матеріалів, інтервал вимірювання 0,1. Вимірюючи ємність між пластин, які знаходяться в маслі з певною величиною зазору a . Шляхом зміни швидкості, навантаження – проводиться непряме замірювання товщини мастильного шару через ємність, рис 4.

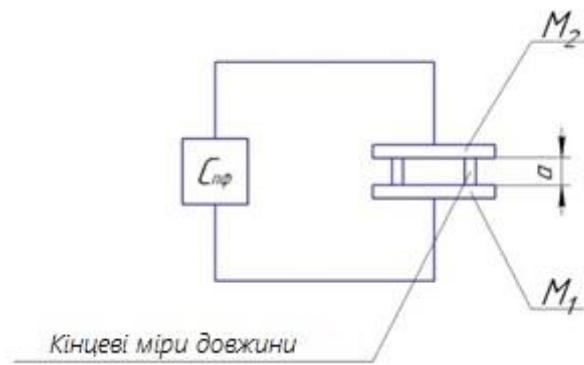


Рисунок 4 – Схема побудови пристрою тестового виміру товщини мастильного шару

Основними параметрами, що характеризують зачеплення циліндричних зубчастих коліс, які працюють при ньютонівському стані робочої рідини, надалі «конденсатори», є їх електрична ємність і кут втрат. Можливі значення їх ємностей лежать приблизно в межах від 1 пФ до 100 пФ.

Допустима похибка вимірювання ємностей «конденсаторів» залежить від сфери їх застосування. Ємність «конденсаторів», що входять до складу коливальних систем, визначаються з похибкою, до 1%.

У кожному «конденсаторі», включеному в електричний ланцюг, мають місце втрати енергії, що виникають головним чином в матеріалі діелектрика, а також внаслідок недосконалості ізоляції між виводами. З урахуванням втрат еквівалентну схему «конденсатора» можна уявити в двох варіантах: або у вигляді ємності C , включеної послідовно з опором втрат R_n (рис.5, а), або у вигляді тієї ж ємності C , що шунтується опором витoku R_y (рис. 5, б).

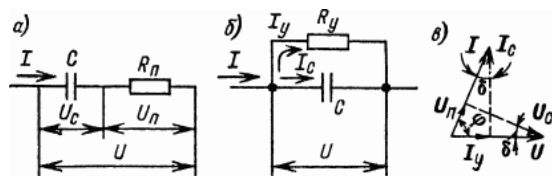


Рисунок 5 – Еквівалентні схеми (а, б) і векторна діаграма (в) ланцюга з конденсатором

При переході від однієї еквівалентної схеми до іншої для перерахунку значення активного опору користуються формулою

$$R_y = 1 / ((2 \cdot \pi \cdot f \cdot C)^2 \cdot R_n), \quad (4)$$

де f – частота струму в ланцюзі конденсатора.

З векторної діаграми на рис. 5, в, справедливою для обох варіантів еквівалентних схем, випливає, що в ланцюзі з конденсатором через наявність втрат фазовий зсув φ між струмом I і напругою U завжди менше 90° . Втрати в конденсаторі зазвичай характеризують кутом втрат $\delta = 90^\circ - \varphi$, визначеним як зазначено на рис. 5 з формули

$$\operatorname{tg} \delta = U_n / U_c = I_y / I_c = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot C \cdot R_n = 1 / (2 \cdot \pi \cdot f \cdot C \cdot R_y). \quad (5)$$

Втрати в конденсаторі іноді висловлюють коефіцієнтом потужності $\cos \varphi$ або струмом витoku I_y , визначеним при стандартних умовах. Для більшості конденсаторів втрати дуже малі ($\operatorname{tg} \delta < 0,001$), тому можна вважати

$$\operatorname{tg} \delta \approx \delta \approx \sin \delta = \sin (90^\circ - \varphi) = \cos \varphi. \quad (6)$$

Параметри конденсатора (C , R_n , R_y , δ) залежать від зовнішніх умов його роботи – температури, вологості, атмосферного тиску, а також від прикладеної до нього напруги.

Конденсатор, опір витoku якого великий, здатний утримувати тривалий час без помітного зменшення отриманий ним заряд; це дозволяє простими засобами оцінити якість конденсаторів ємністю понад 0,01 мкФ. При підключенні до такого конденсатора омметра стрілка вимірювача останнього за рахунок струму заряду кілька відхилиться, а потім (при великому опорі витoku) повернеться у вихідне або близьке до нього положення. Наступні короточасні підключення до конденсатору омметра, повторювані з інтервалом в декілька секунд, не повинні викликати відхилення стрілки вимірювача. При малому опорі витoku помітне відхилення стрілки буде спостерігатися при кожному підключенні омметра. Для перевірки на витік конденсаторів ємністю понад 100 пФ можна застосувати головні телефони, з'єднані послідовно з низьковольтної батареєю. При малому опорі витoku кожне підключення індикатора до конденсатору викликає клацання в телефонах, тоді як при хорошому конденсаторі клацання прослуховується лише при першому підключенні. Вимірювання значення опору витoku (на постійному струмі) може проводитися індукторним або електронним мегометром [11].

Електролітичні конденсатори слід приєднувати до випробувального приладу з урахуванням полярності включення джерела живлення. Під час вимірювання опору витoku таких конденсаторів рекомендується відлік здійснювати через 10 хвилин після їх включення під напругу, коли процес заряду можна вважати завершеним.

Для вимірювання параметрів конденсаторів застосовуються методи вольтметра–амперметра, безпосереднього вимірювання за допомогою мікрофарадметрів, порівняння (заміщення), бруківки і резонансний.

Напруга, прикладена до «конденсатору» при будь-якому його випробуванні, не повинна перевищувати допустимої робочої напруги. Якщо в процесі випробування конденсатор заряджається до значного напруження, необхідно здійснювати його розряд після закінчення випробування (наприклад, за допомогою кнопки, включеної паралельно конденсатору). Вимірювання ємностей здійснювалося методом вольтметра–амперметра. Живлення вимірювальної схеми здійснюється від джерела струму низької частоти: $F = 50...1000$ Гц. Схема вимірювань представлена в двох варіантах на рис. 6. Конденсатор, що перевіряється, C_x включається в ланцюг змінного струму відомої частоти F , і реостатом (або потенціометром) R встановлюють необхідне за умовами випробування або зручне для відліку значення струму I або напруги U .

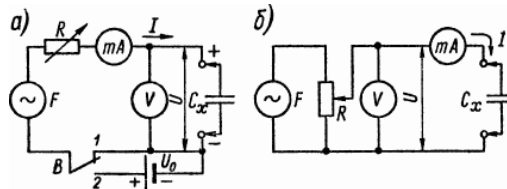


Рисунок 6 – Схеми вимірювання ємностей методом вольтметра–амперметра

За показниками приладів змінного струму V і mA розраховували повний опір «конденсатора»

$$Z = (R^2 + X^2)^{0.5} = U/I, \quad (7)$$

де R і $X = 1/(2 \cdot \pi \cdot F \cdot C_x)$ – відповідно його активна і реактивна складові.

Якщо втрати малі, тобто $R \ll X$, то ємність, яка вимірюється, визначається формулою:

$$C_x = I/(2 \cdot \pi \cdot F \cdot U). \quad (8)$$

Схема на рис.6, а, дає досить точні результати при вимірюванні великих ємностей, опір яких X значно менше вхідного опору вольтметра V . Схема на рис. 6, б, застосовується для вимірювання менших ємностей, опір яких в десятки і більше разів перевищує опір міліамперметра mA . Припустимо, що потрібно вимірювати ємності в межах $0,1-1$ мкФ на частоті 50 Гц при наявності міліамперметра змінного струму на 3 мА. Так як опір цих ємностей $X = 3200...32000$ Ом у багато разів більше будь-якого можливого опору міліамперметра, то вимірювання слід проводити за схемою на рис. 6, б, при напрузі живлення $U \geq I \cdot X = 0,003 \cdot 3200 \approx 10$ В.

Схема на рис. 6, а може бути застосована і для вимірювання ємностей електролітичних конденсаторів. Якщо напруга живлення не перевищує $1-2$ В, то вимір допустимо проводити при установці перемикача B в положення 1. При великих змінних напругах можливе пошкодження конденсаторів внаслідок розкладання електроліту. Ця небезпека усувається, якщо перемикач B встановити в положення 2. При цьому послідовно з джерелом змінного струму частоти F включається джерело постійного струму, напруга на затискачах якого U_0 має перевищувати амплітуду змінної напруги. Тоді в ланцюзі буде діяти пульсуюча напруга, безпечна для конденсатора за умови правильної полярності його включення в схему. Пульсуючу напругу можна також отримати при послідовному включенні в вимірювальну схему діода. У всіх випадках вольтметр V і міліамперметр mA повинні вимірювати лише змінні складові напруги і струму, для чого вони виконуються із закритою схемою входу.

Висновки. Встановлено, що при малих частотах динамічного навантаження розмах відхилень товщини шару мастила від середнього розрахункового значення збільшується, а при великих частотах – зменшується внаслідок значного ефекту демпфуючого мастильного шару.

У міру збільшення частоти ударних взаємодій мастильний шар високошвидкісних зубчастих передач з асиметричним профілем перестає реагувати на зміну тиску, а величина навантаження, що визначає найменшу в часі товщину шару, наближається до мінімальної стаціонарної складової спектра динамічних навантажень. Одночасно дещо зменшуються рівні шуму та вібрацій.

Отже, у розрахунках на міцність, на контактну витривалість і на заїдання високошвидкісних зубчастих передачах з асиметричним профілем комплексний вплив критеріальних параметрів мастила необхідно враховувати не тільки при визначенні допустимих напруг, але і при встановленні величини динамічного посилення навантаження через ударну взаємодію зубів.

Список літератури

1. A.L. Kapelevich, "Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth", Mechanism and Machine Theory, 2000, Issue 35, pp. 117-130.
2. F.W. Brown, S.R. Davidson, D.B. Hanes and D.J. Weires, A. L. Kapelevich, Analysis and Testing of Gears with Asymmetric Involute Tooth Form and Optimized Fillet Form for Potential Application in Helicopter Main Drives, Gear Technology, June/July 2011, 46 – 55.
3. A.S. Novikov, A.G. Paikin, V.L. Dorofeyev, V.M. Ananiev, A.L. Kapelevich, Application of Gears with Asymmetric Teeth in Turboprop Engine

Gearbox, Gear Technology, January/February 2008, 60 - 65.

4. Gutyrya S. System Modeling of Gears Design Quality / Gutyrya S., Zablonsky K., Yaglinsky V. // VDI- Berichte. — Dusseldorf: VDI Verlag GmbH, 2005. — № 1904. — P. 417 — 434.
5. Дроздов Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях / Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков Н. — М.: Машиностроение, 1986. — 223 с.
6. Заблонский К.И. Совершенствование и стандартизация расчетов нагрузочной способности зубчатых передач / Заблонский К.И., Филипович С.И. // Тр. Одес. политехн. ун-та. — Одесса, 1999. — Вып. 1(7). — С. 33 — 37.
7. Castro J.D. Power dissipation-temperature scuffing criterion for FZG / Castro J.D., Seabra J.H // VDI- Berichte. — Dusseldorf: VDI Verlag GmbH, 2005. — № 1904. — P. 1165 — 1184.
8. DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnradern. — Berlin: Beuth Verlag GmbH, 1987. — 120 s.
9. Гутыря С.С. Влияние основных параметров смазки на технический уровень высоконагруженного глобоидного редуктора / Гутыря С.С., Попель О.Е. // Тр. Одес. политехн. ун-та. — Одесса, 1997. — Вып. 1(4). — С. 84 — 87.
10. Гутыря С.С., Моделирование динамического нагружения зубьев передач зацеплением / Гутыря С., Мотулько Б.В., Трошинский Д.Д. // Тр. Одес. политехн. ун-та. — Одесса, 2005. — Вып. 1(23). — С. 25 — 28.
11. Ключко О.О., Гасанов М.І., Заковортний О.Ю., Майборода В.С., Охрименко О.О., Федоренко В.С. Технічні передумови деформації і рушення зрізуючого шару при швидкісному зубофрезуванні загартованих циліндричних зубчатих коліс на основі атомного підходу // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Techniques in a machine industry: зб. наук.пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». — Харків : НТУ «ХПІ», 2022. — № 1 (5) 2022. — С. 10–20. — ISSN 2079-004X, DOI: 10.20998/2079-004X.2022.1(5).02.
12. Kamchatna - Stepanova K. Influence of waviness parameters on the operational properties of cylindrical large-modular gears / K. Kamchatna - Stepanova, A. Klochko, A. Naydenko, A. Manokhin // International journal of engineering and advanced technology studies. - London. United Kingdom, 2021. — Vol. 9, Issue 1. — № 9. - P. 30 – 37.

References (transliterated):

1. A.L. Kapelevich, "Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth", Mechanism and Machine Theory, 2000, Issue 35, pp. 117-130.
2. F.W. Brown, S.R. Davidson, D.B. Hanes and D.J. Weires, A. L. Kapelevich, Analysis and Testing of Gears with Asymmetric Involute Tooth Form and Optimized Fillet Form for Potential Application in Helicopter Main Drives, Gear Technology, June/July 2011, 46 – 55.
3. A.S. Novikov, A.G. Paikin, V.L. Dorofeyev, V.M. Ananiev, A.L. Kapelevich, Application of Gears with Asymmetric Teeth in Turbo-prop Engine Gearbox, Gear Technology, January/February 2008, 60 - 65.
4. Gutyrya S. System Modeling of Gears Design Quality / Gutyrya S., Zablonsky K., Yaglinsky V. // VDI- Berichte. — Dusseldorf: VDI Verlag GmbH, 2005. — # 1904. — P. 417 — 434.
5. Drozdov Yu.N. Trenie i iznos v ekstremal'nykh usloviyakh / Drozdov Yu.N., Pavlov V.G., Puchkov N. — M.: Mashinostroenie, 1986. — 223 s.
6. Zablonskiy K.I. Sovershenstvovanie i standartizatsiya raschetov nagruzochnoy sposobnosti zubchatykh peredach / Zablonskiy K.I., Filipovich S.I. // Tr. Odes. politekhn. un-ta. — Odessa, 1999. — Vy`p. 1(7). — S. 33 — 37.
7. Castro J.D. Power dissipation-temperature scuffing criterion for FZG / Castro J.D., Seabra J.H // VDI- Berichte. — Dusseldorf: VDI Verlag GmbH, 2005. — # 1904. — P. 1165 — 1184.
8. DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnradern. — Berlin: Beuth Verlag GmbH, 1987. — 120 s.
9. Guty`rya S.S. Vliyanie osnovny`kh parametrov smazki na tekhnicheskij uroven` vy`sokonagruzhennogo globoidnogo reduktora / Guty`rya S.S., Popel` O.E. // Tr. Odes. politekhn. un-ta. — Odessa, 1997. — Vy`p. 1(4). — S. 84 — 87.
10. Guty`rya S.S., Modelirovaniye dinamicheskogo nagruzeniya zub`ev peredach zacepleniemy Guty`rya S., Motul`ko B.V., Troshhinskiy D.D. // Tr. Odes. politekhn. un-ta. — Odessa, 2005. — Vy`p. 1(23). — S. 25 — 28.
11. Klochko O.O., Gasanov M.G., Zakovorotnij O.Yu., Majboroda V.S., Okhrymenko O.O., Fedorenko V.S. Tekhnologični` peredumovi deformacii`yi i`rushennya zri`zuyemogo sharu pri shvidki`snomu zubofrezuvanni` zagartovanih czilindricheskikh zubchatikh koli`s na osnovi` atomnogo pi`dkhi`du // Vi`snik Naczi`onal`nogo tekhnichnogo uni`versitetu «KhPI». Seri`ya: Tekhnologii`yi v mashinobuduvanni` = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Techniques in a machine industry: zb. nauk.pr. / Nacz. tekhn. un-t «Kharkiv`v. poli` tekhn. i`n-t». — Kharkiv`v : NTU «KhPI», 2022. — # 1 (5) 2022. — S. 10–20. — ISSN 2079-004X, DOI: 10.20998/2079-004X.2022.1(5).02.
12. Kamchatna - Stepanova K. Influence of waviness parameters on the operational properties of cylindrical large-modular gears / K. Kamchatna - Stepanova, A. Klochko, A. Naydenko, A. Manokhin // International journal of engineering and advanced technology studies. London. United Kingdom, 2021. — Vol. 9, Issue 1. — # 9. P. 30 – 37.

Поступила (received) 10.04.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Ключко Олександр Олександрович (Klochko Oleksandr Oleksandrovych) – доктор технічних наук, професор кафедри технології машинобудування та металорізальних верстатів Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, вул. Кирпичова, 2, Україна, e-mail: ukrstantko21@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2841-9455

Камчатна-Степанова Катерина Валеріївна (Kamchatna-Stepanova Kateryna Valeriivna) – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри технології машинобудування та металорізальних верстатів Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, вул. Кирпичова, 2, Україна; e-mail: katerina.ks@i.ua, ORCID: 0000-0001-7825-1238

Охрименко Олександр Анатолійович (Ohrimenko Oleksandr Anatoliyovych) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри інтегрованих технологій машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ; пр. Перемоги, 37, Україна; e-mail: alexhobs77@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5446-6987

Манохін Андрій Сергійович (Manokhin Andrii Sergiyovych) - кандидат технічних наук, старший науковий співробітник Інституту надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України, м. Київ, вул. Автозаводська, 2, Україна; e-mail: The.manokhin@gmail.com; ORCID: 0000-0003-1479-8482

Пермяков Егор Олександрович (Permyakov Egor Oleksandrovych) – магістр кафедри технології машинобудування та металорізальних верстатів Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, вул. Кирпичова, 2, Україна; e-mail: perm_a@i.ua, ORCID: 0000-0003-2843-6108.

УДК 621.6

DOI: 10.20998/2079-004X.2022.2(6).05