

СТЕНДОВІ ВИПРОБУВАННЯ ШЕСТЕРЕНЬ ЗІ СТАЛЕЙ 12ХН3А ТА 15ХГНБТЧ

О.Є. Семеновський, кандидат технічних наук

Досліджено експлуатаційні властивості сталей 12ХН3А та 15ХГНБТЧ під час проведення стендових випробувань зубчастих передач.

Шестерні, сталь, пітинг, замкнутий контур, крутний момент, навантаження.

Постановка проблеми. Для забезпечення необхідного ресурсу роботи зубчастого зачеплення, необхідне вивчення умов експлуатації, причин і характеру зносу і руйнування. Тільки знаючи заздалегідь механізм руйнування сталі, можна в достатній мірі пристосувати її структуру до протидії цьому руйнуванню.

Проаналізовано причини зниження експлуатаційних характеристик циліндричних зубчастих передач. На підставі літературного аналізу вивчена проблема контактної витривалості циліндричних зубчастих передач, пов'язана з вибором матеріалу та технології виготовлення.

Аналіз останніх досліджень. Одним із шляхів поліпшення експлуатаційних характеристик зубчастих передач визнано збільшення фактичної площі контакту [1], за рахунок підвищення точності виготовлення зубчастої пари, що знижує контактні навантаження, і підвищує контактну витривалість зубчастих передач.

Основним критерієм експлуатаційних характеристик матеріалу шестерень є контактна втомна міцність, що визначається твердістю і розміром мартенситного пакету, формою і дисперсністю карбідної фази і неметалевих включень, а також наявність у поверхневому шарі оптимальної кількості залишкового аустеніту. Крім того, варто враховувати і той факт, що матеріал серцевини зуба шестірні повинний забезпечити достатню твердість підкладки, у залежності від умов навантаження. І мати достатній запас питомої роботи руйнування.

Виходячи з того, що механічні характеристики сталей з мартенситною структурою не пов'язані прямо з міцністю границь аустенітного зерна, вони визначаються, в основному, морфологією і розмірами мартенситного пакету, наявністю в структурі інших фаз (залишкового аустеніту, фериту) [2]. Отже, міцність і тріщиностійкість

мартенситу контролюється різними структурними факторами, внаслідок чого з'являється можливість роздільного і цілеспрямованого впливу на структуру для підвищення конструкційної міцності сталей. Якщо врахувати, що рівень границі текучості 1200–2000 МПа, цілком достатній для більшості конструкційних матеріалів [3], то основною проблемою тут варто вважати необхідність усунення міжзеренного росту тріщини.

Крім характеристик міцності на контактну втомну міцність значний вплив повинна мати і питома робота руйнування сталі. Тому що, виходячи з розглянутої теорії контактної втомної міцності матеріалів, 80% часу приходить на поширення тріщин. Одночасне підвищення в'язкості і пластичності можливе за рахунок зменшення розміру зерна.

Крім мартенситу і карбідної фази, у структурі цементованого шару завжди існує і значна кількість залишкового аустеніту, хоча раніш і вважалось, що наявність залишкового аустеніту неприпустимо в цементованому шарі [4], у більш пізніх роботах переконливо доведено, що ця структурна складова може сприятливо впливати на контактну втомну міцність поверхневого шару [5]. При цьому, у більшості випадків вважають, що в поверхневому шарі цементованих зубчастих коліс вміст залишкового аустеніту не повинний перевищувати 25...30%. Однак, варто враховувати і той фактор, що при зміні вмісту залишкового аустеніту, змінюється вміст у сталі й інших структурних складових. Більшість авторів все таки сходяться на тому, що оптимальним є вміст залишкового аустеніту в межах 30...50%, у залежності від величини питомого тиску [6].

Мета досліджень. Виходячи з проведеного аналізу літературних джерел, присвячених питанню впливу структурних складових на контактну втомну міцність цементувальних сталей, для вирішення поставлених у роботі задач було оптимізовано вибір цементувальної сталі для шестерень та проведені порівняльні стендові випробування шестерень із рекомендованого матеріалу та серійної сталі 12ХН3А.

Тому що, тільки стендові випробування дають можливість реально оцінювати експлуатаційні характеристики матеріалів для шестерень та забезпечують виявлення впливу можливих екстремальних навантажень в процесі роботи зубчатого зачеплення на його роботоздатність.

Результати досліджень. Проведені стендові випробування найбільш високонавантажених деталей редуктора ГМП-2, якими є шестерні заднього ходу і першої передачі. Крім того, оскільки при виготовленні блоків шестерень першої передачі використовується

електронно-променеє зварювання, то для оцінки його якості було також випробуване зварне з'єднання.

В процесі випробувань були поставлені наступні задачі:

- порівняння зносостійкості шестерень, виготовлених із серійної та експериментальної сталей;
- визначення шумових характеристик при роботі зубчатих передач;
- дослідження характеру руйнування робочої поверхні зубів шестерень;
- визначення надійності зварного з'єднання шестерень першої передачі.

Порівняльні випробування шестерень проводилися на стенді СОШ.1.0.0.000СБ з механічним регулюванням навантаження в замкнутому контурі. Кінематична схема стенда наведена на рис. 1.

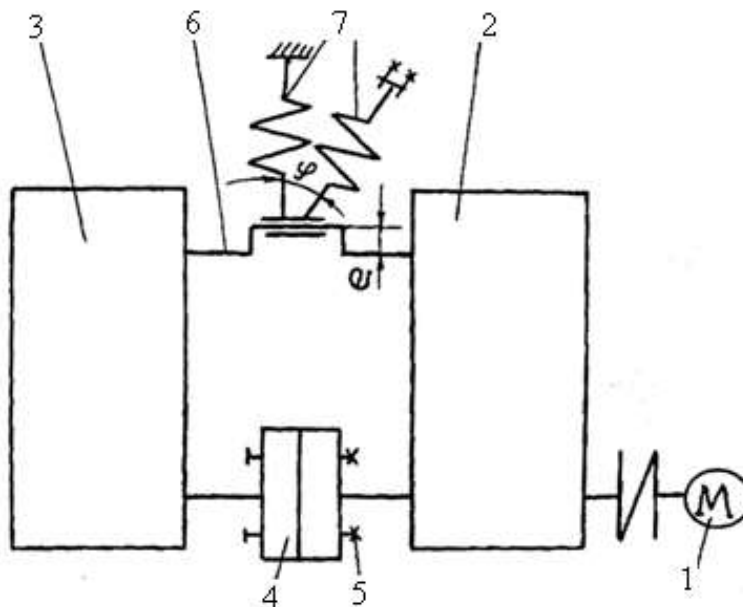


Рис. 1. Схема стенда з перемінним навантаженням: 1 – електродвигун; 2 – редуктор з експериментальними шестернями; 3 – редуктор з серійними шестернями; 4 – торсійний навантажувач; 5 – фіксатори; 6 – ексцентрикний вал; 7 – пружні елементи.

Стенд для випробувань складався з двох редукторів з однаковими передаточними числами, що дозволяє проведення порівняльних випробувань серійних і експериментальних деталей в абсолютно ідентичних умовах навантаження.

Вали редукторів з'єднані між собою безпосередньо через механізми навантаження, це забезпечує стабільність навантаження, яка не залежить від зовнішніх факторів.

Для створення перемінного навантаження з різною амплітудою використаний спеціальний навантажувач, що дозволяє відтворювати

навантаження елементів з різними коефіцієнтами асиметрії. У тихохідній ланці встановлений ексцентриковий вал, до якого кріпляться два пружних елементи під необхідними кутами, при цьому перемінне навантаження створюється зусиллям розтягання пружних елементів на величину ексцентриситету.

Для визначення режимів навантаження при проведенні прискорених випробувань необхідно розрахувати коефіцієнт прискорення, задавшись форсованою еквівалентною амплітудою, при незмінній частоті, чи частотою – при незмінній амплітуді, виходячи з того, що переважним видом порушення працездатності зубчатих передач є втомне руйнування поверхні зубів (пітинг).

Збільшення частоти припускає дотримання наступних умов:

- досліджуваній вузол не наближається до резонансу;
- вплив частот повторно-перемінного навантаження на процес руйнування незначний.

При збільшенні амплітуд навантаження необхідно, щоб напруження в конструкції не перевищували допустимих.

Дотримання допустимих умов дозволяє скорочувати час випробувань на стенді в порівнянні з експлуатаційними:

$$K_y = \frac{\tau_n}{\tau_c} = \frac{w_y}{w} \cdot \left(\frac{q_y}{q} \right)^m,$$

де τ_n – тривалість експлуатаційних випробувань;

τ_c – тривалість випробувань на стенді;

ω_y, q_y – частота й амплітуда навантаження при стендових випробуваннях;

ω, q – частота й амплітуда навантаження при експлуатаційних випробуваннях;

m – показник степеня кривої втоми;

K_y – коефіцієнт прискорення.

Виходячи з того, що номінальні режими роботи редуктора ГМП-2 відповідали: крутний момент $T=1000$ Н·м, при частоті обертання $n = 1000$ об/хв і середній потужності передачі $N = 100$ кВт, був визначений режим випробувань $T_y = 2000$ Н·м, $n_y = 750$ об/хв, $N_y = 150$ кВт. В такому випадку коефіцієнт прискорення по потужності дорівнює:

$$K_y = \frac{N_y}{N} = \frac{150}{100} = 1,5.$$

Крутний момент встановлювався торсійним навантажувачем ($T_{\max} = 1500$ Н·м). Необхідний ексцентриситет колінчатого вала забезпечувався за рахунок знакозмінного навантажувача ($E_{\max} = 30$ мм). Необхідний кут між пружними елементами становив: $\varphi =$

=0...90°. На всіх етапах випробувань проводити вимір звукового тиску приладом ИШВ-1 для додаткового контролю стану зубчатих передач.

При випробуванні шестерень на злам навантаження передач здійснюється по наступній циклограмі: 10% - $T = 0,2 M$; 20 % - $T = 0,4 M$; 50 % - $T = 0,75 M$; 20 % - $T = M$, де: T – крутний навантажуючий момент; M – амплітуда еквівалентного періодичного навантаження, визначалась за формулою:

$$M = \sqrt[m]{\frac{K_y}{w_{uu}}} \cdot \sqrt{\sum_{i=0}^k T_i^2 \cdot w_i^{\frac{2}{m}}};$$

де K_y – коефіцієнт прискорення;

W_{uu} – частота обертання шестерень на стенді;

T_i – крутний момент;

W_i – частота обертання шестерень в реальних умовах;

m – показники ступеня кривої втоми матеріалу шестерень.

Таким чином, режими проведення стендових випробувань шестерень редуктора ГМП-2 повинні були цілком відповідати режимам роботи зубчастого зачеплення в експлуатаційних умовах. Для забезпечення вірогідності отриманих результатів порівняльних випробувань на стенд із замкнутим контуром одночасно встановлювалися два редуктори. (рис. 2). В одному були встановлені шестерні із серійної сталі 12ХН3А, а в іншому – із рекомендованої до впровадження комплексно-легованої сталі 15ХГНБТЧ. Виготовлення і хіміко-термічна обробка деталей проводилися одночасно, за однаковими режимами. Установка на стенд двигуна номінальною потужністю 30 кВт і частотою обертання 750 об/хв, дозволила створити крутний момент до 2000 Н·м, що забезпечило подвійне перевищення номінальних режимів роботи зубчастого зачеплення в експлуатаційних умовах.

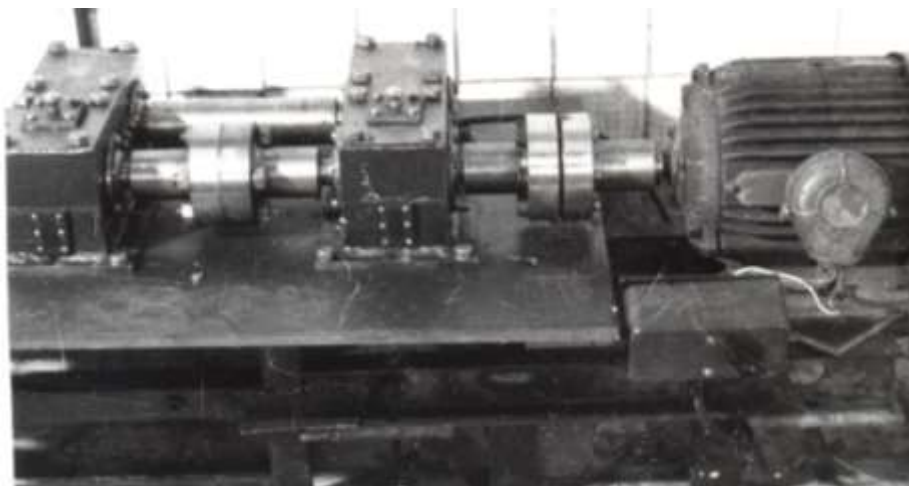


Рис. 2. Зовнішній вигляд стенда з замкнутим контуром.

Для контролю величини крутного моменту, в процесі випробувань, проводилися виміри часу вибігу на початку досліду і після закінчення проміжку часу в 30 хв.

При збільшенні часу вибігу навантаження проводилося повторно до величини максимального крутного моменту.

Контроль стану зубчастих передач здійснювався через оглядові отвори редукторів з інтервалом часу, рівному одній годині чистого часу випробувань. Результати порівняльних випробувань зведені в табл. 1.

1. Результати стендових випробувань.

	Шестерні I передачі		Шестерні задньої передачі	
	15ХГНБТЧ	12ХН3А	15ХГНБТЧ	12ХН3А
Кількість циклів до появи пітингу	$2,9 \cdot 10^6$	$2,1 \cdot 10^6$	$6,0 \cdot 10^6$	$3,1 \cdot 10^6$
Загальний рівень звукового тиску, ДЦб	98	103	108	112
	Розподіл по частотах			
500 Гц	90	92	94	96
250 Гц	85	89	90	91
125 Гц	82	85	86	87
63 Гц	73	75	76	76

Випробування шестерень першої передачі проводилися при величині крутного моменті – 1250 Н·м, і частоті обертання 750 об/хв.

При цих умовах навантаження пітинг на серійному зубчастому колесі утворився через 48 годин роботи, що відповідає $2,1 \cdot 10^6$ циклів. Раковини, що утворилися, мали розміри діаметром до 2,5 мм, при глибині до 0,5 мм. Ушкодження зосереджені в зоні найбільших напружень – у полюсі зачеплення. Середня кількість раковин на одному зубі шестерні із серійної сталі складала – 10...15.

Зародження ушкоджень втоми на зубчастих колесах із рекомендованої сталі відбувалося після 64 годин роботи стенда, що відповідає – $2,9 \cdot 10^6$ циклів. Таким чином, ресурс роботи зубчастого зачеплення з розробленої сталі 15ХГНБТЧ перевищує ресурс роботи зубчастого зачеплення із серійної сталі 12ХН3А в 1,33 рази. При цьому, ми бачимо якісно інший характер зародження і розвитку втомних руйнувань на експериментальних зубчастих колесах. Розміри раковин не перевищують 0,4 мм, при глибині 0,01 мм. Середня кількість раковин на зубі не перевищує 3–5. Крім того, у зоні плями контакту серійних зубчастих коліс після однієї години випробувань з'являється пластична деформація поверхні в полюсі зачеплення. Пластична деформація поверхневого шару зубів експериментальних шестерень виявляється тільки після десяти

годин роботи. В задачу випробувань шестерень першої передачі входило дослідження на міцність зварного з'єднання шестерні з зубчастою муфтою, виготовлених зі сталі 15ХГНБТЧ. Візуальний огляд зварного з'єднання чотирьох шестерень при номінальному відпрацьованому навантаженні до $M_n=1500$ Н·м не виявив дефектів.

При навантаженні шестерень навантаженням до - 2000 Н·м, що в 1,7 рази перевищує величину максимальних крутних моментів, які виникають в експлуатаційних умовах, відбувається передчасний злам зубів колеса через $2,9 \cdot 10^2$ циклів змін напружень (рис. 3), в той час як зварне з'єднання шестерень залишалось без слідів поломки.



Рис. 3. Злам зубів при випробуванні зварного з'єднання.

Дані спостереження дозволяють зробити висновок, що запас міцності зварного з'єднання значно перевищує міцність самих зубів.

Випробування редукторів з шестернями задньої передачі проводилися при крутному моменті – 500 Н·м і частоті обертання 2940 об/хв. Пітинг на серійному зубчастому колесі утворився через 16 годин роботи, тобто через $3,1 \cdot 10^6$ циклів. На серійному зубчастому колесі раковини мають розміри: діаметр до – 3 мм, глибина до – 0,5 мм. Ушкодження зосереджені в зоні найбільших напружень – полюсі зачеплення. Зародження ушкоджень від втоми поверхні зуба шестерні із рекомендованого матеріалу відбувається після 30 годин роботи, тобто через $6 \cdot 10^6$ циклів змін напружень. Розміри раковин на цих зубчастих колесах складав: діаметр 0,5 мм, глибина 0,1 мм. Середнє число раковин на одному зубі експериментальних шестерень – 3...4, а на серійному – 14...16.

Періодично, із проміжком часу 30 хвилин проводився контроль рівня звукового тиску, який створювався працюючим стендом. Вимір звукового тиску здійснювався для додаткового контролю стану зубчастих передач. Значення рівня звукового тиску приведені в

табл. 1. Аналіз результатів стендових випробувань показує, що деталі із рекомендованої нами сталі мають ресурс роботи при різних режимах навантаження в 1,3–1,9 рази вище, ніж деталі із серійної сталі 12ХН3А, за рахунок більш високого рівня фізико-механічних властивостей сталі 15ХГНБТЧ.

В ході досліджень встановлено, що деталі з розробленої сталі 15ХГНБТЧ мають не тільки більш високий ресурс роботи, в порівнянні з деталями із серійної сталі 12ХН3А, але і якісно інший характер руйнування.

Розглядаючи структуру поверхневого шару сталі 12ХН3А в зоні плями контакту (рис. 4) ми бачимо, як метал спочатку деформується, структура наче пливе під дією контактних навантажень.

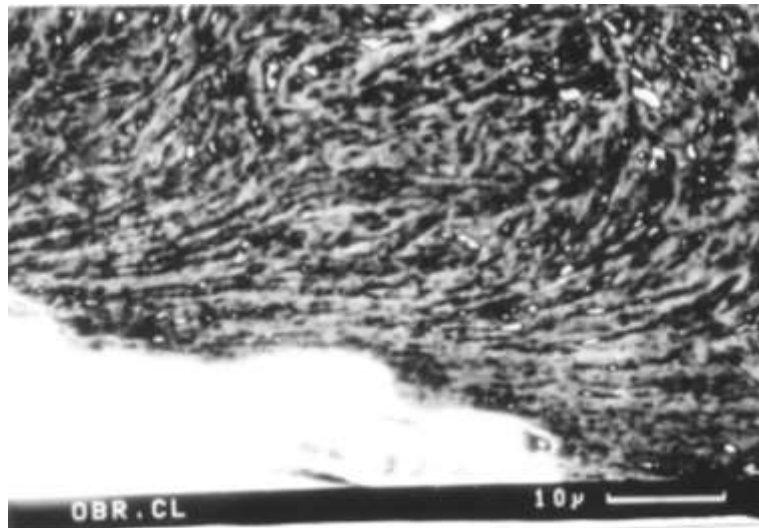


Рис. 4. Деформація структури поверхневого шару (деталь зі сталі 12ХН3А).

Після чого, на певному етапі відбувається зародження мікротріщин, при цьому тріщини зароджуються або в зоні найбільших пластичних деформацій, а ця зона знаходиться на поверхні, або під поверхнею в місцях структурних недосконалостей, котрі будучи концентраторами напружень приводять до передчасного утворення мікротріщин.

Висновки

Аналізуючи результати порівняльних стендових випробувань редукторів з деталями із серійної сталі 12ХН3А і дослідної сталі 15ХГНБТЧ, а також результати вивчення причин і характеру руйнування контактуючих, можна зробити наступні висновки:

1. Деталі з дослідної сталі мають ресурс роботи в 1,3–1,9 рази вище, ніж деталі із серійної сталі.

2. У деталей із серійної сталі спостерігається деформація поверхні в зоні плями контакту, що пояснюється недостатньою дисперсністю і мікротвердістю структури. Руйнування поверхні серійної сталі має крихкий характер, відбувається з високою швидкістю, що збільшує ймовірність аварійних поломок.

3. Поверхня деталей з розробленої сталі 15ХГНБТЧ руйнується значно повільніше, що пояснюється в'язким характером руйнування.

4. Причиною утворення підповерхневих мікротріщин є деформації структури поверхневого шару, що є наслідком недостатнього рівня фізико-механічних властивостей матеріалу, який не витримує впливу зовнішніх контактних навантажень.

Список літератури

1. *Чернявский И.С.* Анализ контактной и изгибной выносливости зубчатых колес трансмиссии трактора Т-150К / *И.С.Чернявский, А.В.Устиненко* // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40 (1013). – С. 182–186.
2. *Романив О.Н.* Конструкционная прочность сталей со структурой отпущенного мартенсита / *О.Н. Романив, А.Н. Ткач* // Митом. – 1982. – № 7. – С. 7–17.
3. *Бережницкий Л.Т.* Влияние неоднородностей материала на концентрацию напряжений возле остроконечных дефектов / *Бережницкий Л.Т., Сенюк М.М., Приходский Т.В.* // Физико-механическая механика материалов. – 1998. – № 2. – С. 87–92.
4. *Романив О.Н.* Конструкционная прочность сталей со структурой отпущенного мартенсита / *О.Н. Романив, А.Н. Ткач* // Митом. – 1982. – № 7. – С. 7–17.
5. *Зинченко В.М.* Влияние остаточного аустенита на механические свойства цементованных сталей / *Зинченко В.М., Георгиевская Б.В., Оловашников В.А.* // Металловедение и термическая обработка металлов. – 1997. – № 12. – С. 25–30.
6. *Ingham D.W.* The submerged induction hardening of gears : Pt2. Properties imparted and problems solved / *Ingham D.W., Snaneg M.* // Parrish G., Heat Treat. Metals. – 1998. – 25. – № 2. – С. 43–50.

Исследованы эксплуатационные свойства сталей 12ХН3А и 15ХГНБТЧ при проведении стендовых испытаний зубчатых передач.

Шестерни, сталь, питтинг, замкнутый контур, крутящий момент, нагрузка.

Investigated the performance properties of steels 12ХН3А and 15ХГНБТЧ during bench testing gears.

Sprockets, steel, pitting, closed loop, torque load.