

І. В. Шепеленко, проф., д-р техн. наук, **А. М. Красота, М. В. Красота**, доц. канд. техн. наук
Центральнoукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: kntucpfzk@gmail.com

Зміна напружено-деформованого стану робочої поверхні деталі з антифрикційним покриттям

В статті за допомогою моделювання виконані дослідження закономірностей змін параметрів напружено-деформованого стану на робочій поверхні кулачка розподільного валу ДВЗ. При побудові моделі враховані конструктивні особливості розподільного валу, умови роботи з'єднання «кулачок – штовхач», сили, що діють в газорозподільному механізмі в момент відкриття клапана. Для адекватного відтворення навантажень в деталях досліджуваного вузла створена скінчено-елементна модель розподільного валу, який контактує опорними шийками з втулками, а кулачком – з одним із штовхачів. Результати розрахунків підтвердили, що саме в зоні контакту «кулачок – штовхач» спостерігаються максимальні значення напружень. Для визначення шляхів покращення експлуатаційних властивостей робочих поверхонь кулачків дослідженні параметри напружено-деформованого стану базового кулачка, а також кулачка з антифрикційним покриттям, нанесеним фінішною антифрикційною безабразивною обробкою. Якісний та кількісний аналіз напружень в зоні контакту «кулачок – штовхач» дозволив встановити, що розподільний вал з кулачком, що має антифрикційне покриття, сприймає менші силові напруження ніж з кулачком базового виконання, а отже, буде піддаватися меншому зношуванню. Отримані закономірності дозволяють стверджувати про доцільність ФАБО кулачків з метою підвищення довговічності розподільного валу.

розподільний вал, газорозподільний механізм, з'єднання «кулачок – штовхач», скінчено-елементна модель, напружено-деформований стан, зносостійкість, антифрикційне покриття

Постановка проблеми. Одним із напрямків підвищення надійності двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) є удосконалення обробки робочих поверхонь найбільш відповідальних деталей, тобто таких, які лімітують ресурс та довговічність двигуна в цілому та визначають його працездатність [1]. До таких деталей слід віднести: головку блоку і гільзу циліндрів, поршень, шатун, колінчастий і розподільний вали та ін. За рахунок покращення якості робочих поверхонь саме цих деталей можна досягти більш ефективної експлуатації автомобільних і тракторних двигунів.

Серед деталей газорозподільного механізму, що обмежують ресурс ДВЗ, важливе місце займають розподільні вали, які мають відносно низьку надійність через високу інтенсивність зносу робочої поверхні кулачків. Внаслідок зносу кулачків знижується ефективна потужність двигуна, підвищуються ефективна витрата палива, а також значно погіршуються умови роботи деталей циліндро-поршневої групи [2]. Отже, знос кулачків визначає довговічність не тільки розподільних валів, а й всього ДВЗ.

Однак, складність профілю кулачка значно обмежує використання традиційних методів обробки, а також ускладнює відновлення кулачків розподільного валу. Цей факт дозволяє віднести розподільний вал до деталей, які мають низький рівень ремонтнопридатності.

Таким чином, підвищення зносостійкості та довговічності розподільних валів є актуальним завданням, вирішення якого дасть змогу підвищити надійність та ефективність роботи ДВЗ, його економічність та екологічність.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основною деталлю механізму газорозподілу ДВЗ, що приводить в рух клапани, є розподільний вал [3]. Його

конструкція (рис. 1) характеризується наявністю опорних шийок 1 і 2, цементованих та загартованих СВЧ кулачків 3 складного профілю, посадочного місця під шестерню приводу 4. Розподільний вал має відносно велику довжину при невеликих діаметрах шийки, що відносить його до класу деталей низької жорсткості.

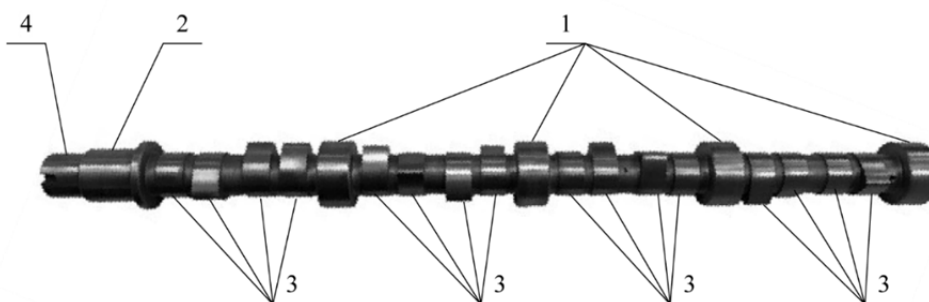


Рисунок 1 – Розподільний вал двигуна КамАЗ: 1 – проміжні опорні шийки; 2 – передня опорна шийка; 3 – впускні та випускні кулачки; 4 – посадочне місце під шестерню

Джерело: розроблено авторами

Розподільний вал розміщується в розвалі блока циліндрів на п'яти опорах. Опорні шийки розподільного валу встановлюються із зазором у втулки, що є підшипниками ковзання. Втулки запресовуються у чавунний блок циліндрів із натягом. Втулки розподільного валу біметалеві, основа їх – сталева, внутрішня сторона втулок має антифрикційний шар [3].

Основними дефектами розподільних валів є знос опорних шийок 1 та кулачків 3. Знос останніх відбувається внаслідок дії зусилля стиску пружин клапанів, яке передається через коромисла, штанги і штовхачі. Зношування впускних та випускних кулачків валу спричиняє порушення фаз газорозподілу та збій у роботі клапанного механізму, що, в результаті, впливає на функціонування всього ДВЗ. Це потребує пошуку шляхів підвищення зносостійкості пари «кулачок – штовхач». Важливість вирішення цього питання пов'язана також з підвищенням інтенсивності роботи ДВЗ за рахунок підвищення частоти обертання колінчастого валу на сучасних двигунах. В цьому випадку на клапан для гасіння інерційних сил встановлюють потужніші пружини, які за малих обертів розподільного валу призводять до зростання контактних напружень у кулачку і штовхачі, що значно погіршує їх зносостійкість [4].

Отже, важливим питанням для виробників двигунів залишається підвищення ефективності функціонування саме цього елемента розподільного валу.

За даними [5], однією з головних проблем при виготовленні та відновленні розподільних валів є їх згин як у процесі обробки, так і після її завершення. Через певний час експлуатації деталі неминуче відбувається деформування деталі, і як наслідок – зниження показників роботи ДВЗ.

На думку авторів [5], визначальною причиною такого дефекту є перерозподіл технологічних остаточних і спадкових напружень заготовки під час видалення припусків і напружень від температурно-силового впливу інструменту, що обробляє. У цьому випадку, напруження, як правило, перерозподіляються нерівномірно. Враховуючи ці обставини, а також те, що якість деталі, що забезпечується механічною обробкою, залежить від технологічної історії [6], особливу увагу заслуговують дослідження закономірності розподілу напружено-деформованого стану (НДС) основних елементів розподільного валу, а саме – робочої поверхні кулачка, який має складний профіль (рис. 2).

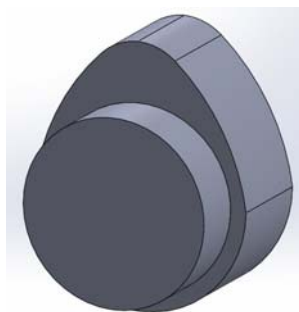


Рисунок 2 – Профіль кулачка розподільного валу ДВЗ

Джерело: розроблено авторами

Дослідженню НДС деталей, що лімітують ресурс роботи ДВЗ, присвячені роботи вітчизняних та зарубіжних дослідників [7-14 та ін.].

У роботі [7] представлені дослідження НДС поверхні колінчастих валів тепловозів при дискретному зміцненні. Це дозволило обґрунтовано підійти до вибору раціональних параметрів технологічного процесу дискретно-континуального зміцнення високонавантажених деталей машин і механізмів.

Аналізу НДС окремих елементів машин, поверхні яких оброблені із застосуванням прогресивних технологій зміцнення, присвячена робота [8]. Узагальнення отриманих результатів дало можливість встановити виникнення двох типів ефектів впливу на НДС. За результатами дослідження рекомендовані певні розміри зон дискретності при використанні дискретно-континуального зміцнення деталей машин.

Числові розрахунки НДС елементів підшипникового вузла представлені в роботі [8]. Отримані дані свідчать про збільшення максимальних напружень в матеріалі підшипника та вимагають проведення оптимізації геометричної форми робочої поверхні.

Моделювання роботи підшипників розподільного валу ДВЗ виконано в роботі [9]. Побудова скінчено-елементної моделі підшипникового вузла розподільного валу дозволила дослідити закономірності розподілу діючих напружень на поверхні корпусу, а також визначити контактні параметри в підшипнику та контактний тиск в опорі ковзання двигуна.

Дослідженню закономірностей розподілу НДС на робочій поверхні гільзи циліндрів присвячена робота [10]. Авторами доведено наявність на границях контактних ділянок пари «гільза – кільце» піків осьових напружень – розтягуючих та стискаючих. Для зменшення негативного впливу розтягуючих напружень запропоновано нанесення на робочу поверхню гільз антифрикційних покриттів. Отримані закономірності лягли в основу розробки технологічного процесу відновлення гільз циліндрів ДВЗ фінішною антифрикційною безабразивною обробкою (ФАБО) [11].

У роботі [12] за допомогою методу скінчених елементів (МСЕ) вивчено розподіл нормального тиску та сил, що діють на прокладку головки блока циліндрів. Визначення характеристик напружень та деформацій, що діють на досліджуваній елемент, дало змогу вдосконалити конструкцію ущільнення вузла.

На основі МСЕ виконано розрахунки НДС паливного бака ракети-носія, виготовленого з алюмінієвого сплаву [13]. Отримані дані можуть бути використані для проектування нових конструктивних елементів космічних ракет та оцінки їх НДС.

Дослідженню НДС циліндричного з'єднання з м'яким прошарком при осьовому навантаженні під час дифузійного зварювання присвячена робота [14]. За допомогою моделювання встановлено розподіл значень компонентів напружень і пластичних

деформацій. Це дозволило встановити фактори, які необхідно враховувати при виборі матеріалу проміжного шару та режимів дифузійного зварювання.

Представлений огляд робіт свідчить про те, що за допомогою дослідження НДС окремих елементів деталі можливе вирішення ряду технологічних задач. А оскільки, в більшості випадків, руйнування деталі починається з її поверхні, НДС поверхневого шару має суттєвий вплив на експлуатаційні властивості деталей. Механізм формування фізико-механічних показників поверхневого шару пов'язаний з формуванням залишкових напружень [5]. Зазначимо, що серед чисельних методів розрахунку одним із найбільш поширених є МСЕ. Враховуючи ці обставини, а також особливості конструкції кулачка розподільного вала, на наш погляд, заслуговують на увагу проведення досліджень НДС робочої поверхні кулачка розподільного вала ДВЗ з використанням МСЕ.

Постановка завдання. Метою представленої роботи є дослідження закономірностей зміни параметрів НДС в зоні контакту «кулачок – штовхач» газорозподільного механізму двигуна КамАЗ. Досягнення поставленої мети вимагає вирішення наступних завдань:

1. Встановити граничні умови моделювання роботи газорозподільного механізму двигуна КамАЗ та побудувати геометричну, а також скінчено-елементну модель роботи з'єднання «кулачок – штовхач».

2. Виконати моделювання НДС робочої поверхні кулачка розподільного вала.

3. За результатами моделювання запропонувати шляхи покращення експлуатаційних властивостей робочої поверхні кулачка розподільного вала.

Виклад основного матеріалу. Моделювання НДС з'єднання «кулачок – штовхач» газорозподільного механізму двигуна КамАЗ виконувалося у наступній послідовності:

- створення геометричної моделі;
- розбиття моделі на сітку скінчених елементів;
- застосування до моделі граничних умов;
- отримання чисельного рішення;
- аналіз результатів.

Для отримання достовірного результату слід встановити початкові дані, які б забезпечували умови дослідження, максимально близькі до реальних. З цією метою визначенні конструктивні особливості досліджуваного механізму та розподільного вала. При проведенні моделювання роботи розподільного вала слід врахувати сили, що діють в газорозподільному механізмі. Розглянута наступна схема сил, що діють в газорозподільному механізмі в момент відкривання клапана, тобто при набіганні кулачка розподільного вала на штовхач (рис. 3).

При виборі значення сил керувалися наступними міркуваннями. Під час знаходження клапана у відкритому положенні, кулачок розподільного вала створює зусилля, яке необхідне для подолання сили пружності пружин. У розглянутому механізмі конструкцією передбачено дві співвісні пружини, які створюють загальну силу пружності $F_{ov} = 820$ Н.

Це зусилля передається через коромисло, яке по суті є двоплечим важелем із співвідношенням плечей $l_2 : l_1 = 1,55$, що приводить до прикладення сили F до штанги та штовхача, величина якої складає:

$$F = 820 \cdot 1,55 = 1271 \text{ Н.}$$

Відповідно, на кулачок буде діяти сила реакції, значення якої відповідає силі F :

$$R = F = 1271 \text{ Н.}$$

В результаті взаємодії між поверхнею штовхача та кулачка розподільного валу виникає сила тертя, що спрямовується по дотичній до профільної поверхні кулачка у напрямку, протилежному обертанню розподільного валу. Зазначимо, що при проведенні моделювання нехтували силами тертя в клапані та коромислі, так як в ці деталі не вносилися конструктивні та технологічні зміни, а також прикладенням обертального моменту, який не вносить суттєвого впливу на параметри НДС кулачків.

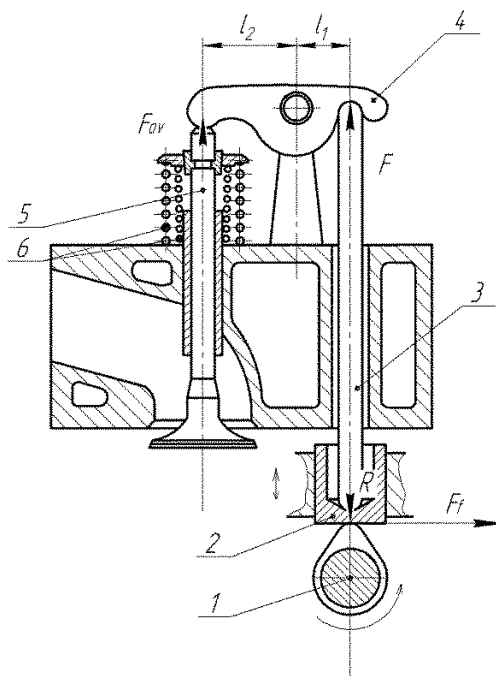


Рисунок 3 – Схема сил, що діють в газорозподільному механізмі в момент відкриття клапана: 1 – розподільний вал; 2 – штовхач; 3 – штанга; 4 – коромисло; 5 – клапан; 6 – пружини

Джерело: розроблено авторами

Сила тертя, що виникає між кулачком та штовхачем, визначалася з урахуванням коефіцієнта тертя:

$$F_f = k_f \cdot F,$$

де k_f – коефіцієнт тертя (для пари «сталь – сталь» та «сталь – латунь» за умови присутності мастильного матеріалу коефіцієнт тертя складає відповідно 0,28 і 0,12 [15]).

Крім того, при побудові моделі розподільного валу враховані його матеріал – сталь 18ХГТ. В якості інших граничних умов були прийняті особливості закріплення розподільного валу. За базові установочні поверхні взяті опорні шийки розподільного валу. Для адекватного відтворення режиму навантажень на деталі вузла розподільного валу створена геометрична модель розподільного валу, що контактує опорними шийками з втулками, а кулачком – з одним із штовхачів (рис. 4).

При цьому передбачено навантаження, що діє з боку штанги на внутрішню поверхню штовхача, яке з'являється при набіганні кулачка розподільного валу на штовхач в момент відкриття клапана. Величина даного навантаження обумовлюється жорсткістю клапанних пружини та співвідношенням довжин плечей коромисла.

Крім того, при створенні моделі накладені зв'язки на деталі вузла (рис. 3). Зокрема, встановлена жорстка фіксація до зовнішньої циліндричної поверхні втулки, яка імітує її посадку із натягом в блоці циліндрів. Зовнішні поверхні опорних шийок розподільного валу та зовнішня циліндрична поверхня штовхача вказані як рухомий ковзаючий контакт. Розбиття геометричної моделі (рис. 4) на сітку скінчених елементів дозволило побудувати скінчено-елементну модель (рис. 5).

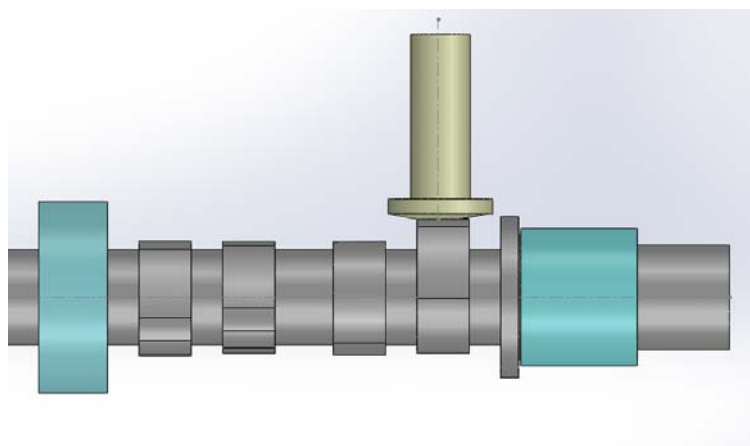


Рисунок 4 – Геометрична модель вузла розподільного валу

Джерело: розроблено авторами

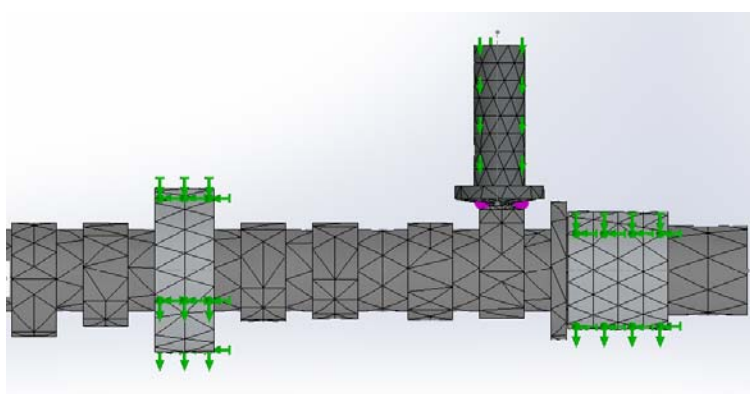


Рисунок 5 – Скінчено-елементна модель вузла розподільного валу

Джерело: розроблено авторами

Моделювання виконувалося з використання програмного комплексу SolidWorks [16] для двох варіантів виконання розподільного валу:

- базового – сталеві кулачки розподільного валу контактують із сталевим штовхачем;
- запропонованого – кулачки з антифрикційним покриттям, нанесеним ФАБО, контактують із сталевим штовхачем.

За результатами моделювання отримано наступний розподіл напружень в деталях вузла розподільного валу (рис. 6).

Отримані дані (рис. 6) свідчать про те, що саме в зоні контакту «кулачок – штовхач» спостерігаються максимальні значення напружень.

З метою встановлення доцільності ФАБО кулачків розподільного валу розглянемо закономірності розподілу напружень для двох варіантів досліджень: базового та запропонованого (рис. 7).

Якісний аналіз напружень (рис. 7) дозволяє визначити, що розподільний вал з кулачком, що має антифрикційне покриття (рис. 7, б), сприймає менші силові напруження ніж кулачки базового виконання (рис. 7, а), а отже, буде піддаватися меншому зношуванню.

Зменшення зношування кулачків з антифрикційними покриттями підтверджують отримані епюри переміщень (рис. 8).

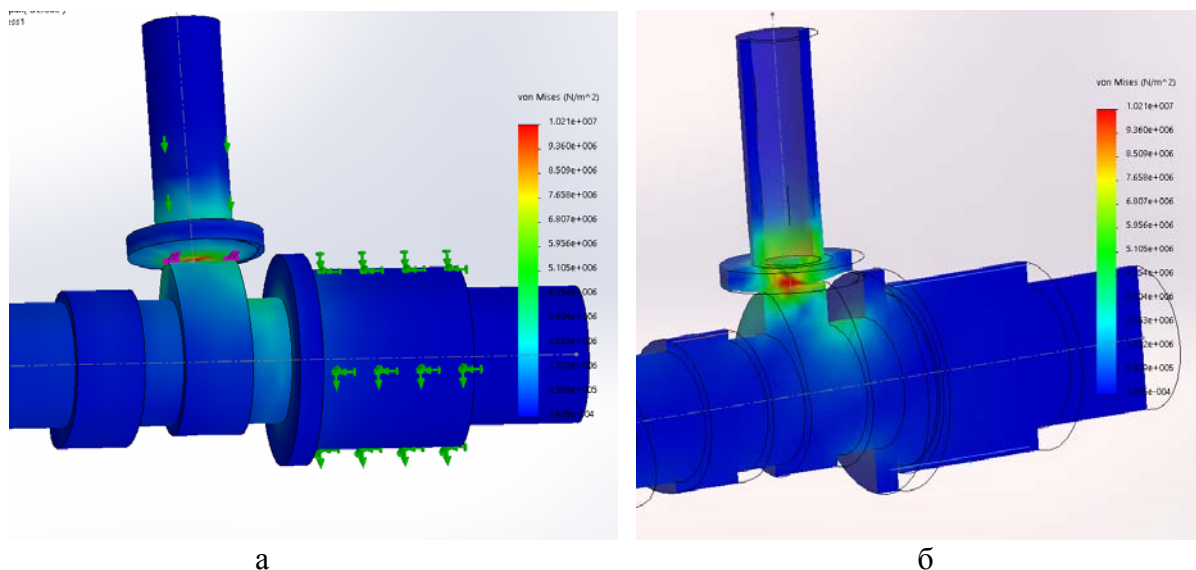


Рисунок 6 – Розподіл напружень в деталях вузла розподільного валу: а – на поверхні;
б – у площині, що проходить вздовж розподільного валу

Джерело: розроблено авторами

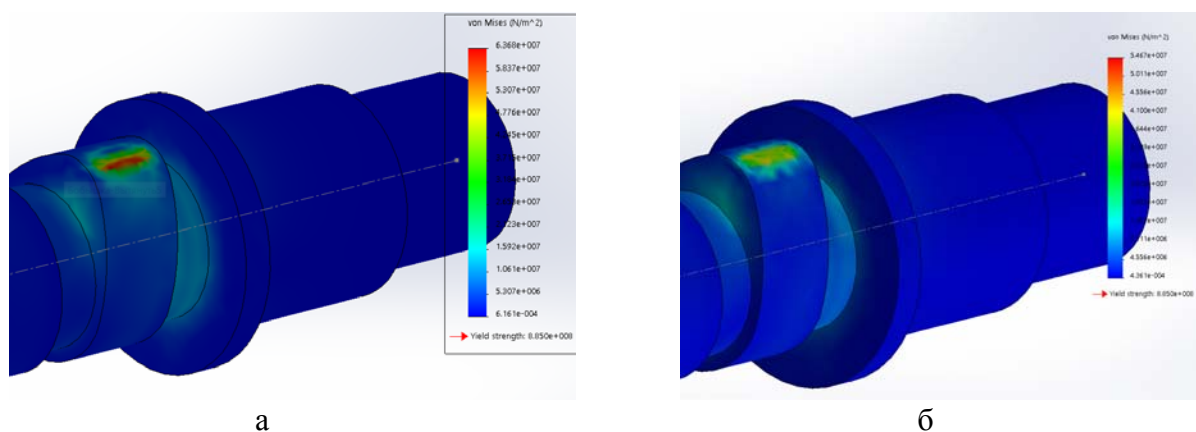


Рисунок 7 – Розподіл напружень на поверхні кулачка розподільного валу: а – базовий варіант виконання розподільного валу; б – розподільний вал з кулачками, обробленими ФАБО

Джерело: розроблено авторами

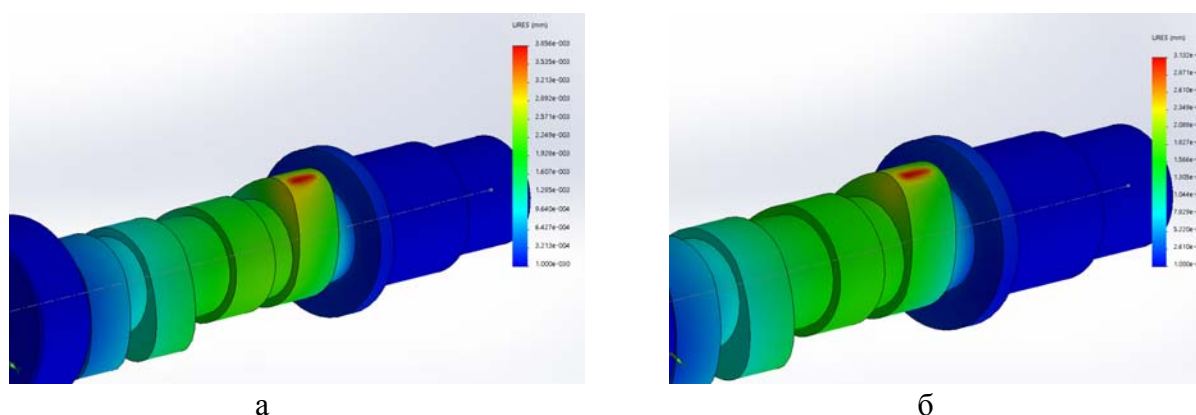


Рисунок 8 – Розподіл переміщення на поверхні кулачка розподільного валу: а – базовий варіант виконання розподільного валу; б – розподільний вал з кулачками, обробленими ФАБО

Джерело: розроблено авторами

З огляду на характер і розмір епюр поверхневого шару кулачка встановлено, що величина переміщень близька за значеннями для обох варіантів виконання розподільного валу, проте розмір плями максимальних переміщень має дещо менші значення для кулачка з антифрикційним покриттям.

Розподіл напружень в напрямку від вершинки кулачка до осі розподільного валу можна спостерігати на рис. 9.

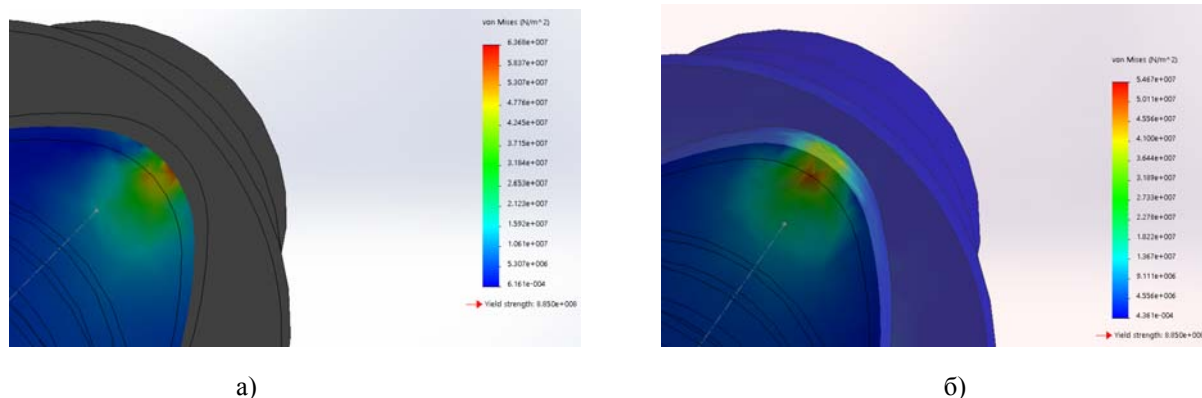


Рисунок 9 – Розподіл напружень в середньому перерізі кулачка: а – базовий варіант виконання розподільного валу; б – розподільний вал з кулачками, обробленими ФАБО

Джерело: розроблено авторами

Можливо констатувати (рис. 9), що поле напружень в поверхневих шарах кулачка з антифрикційними покриттям має менші значення, проте всередині кулачка значних змін напружень за величиною не відбуваються. За результатами моделювання отримані наступні закономірності зміни напружень на поверхні кулачка (рис. 10).

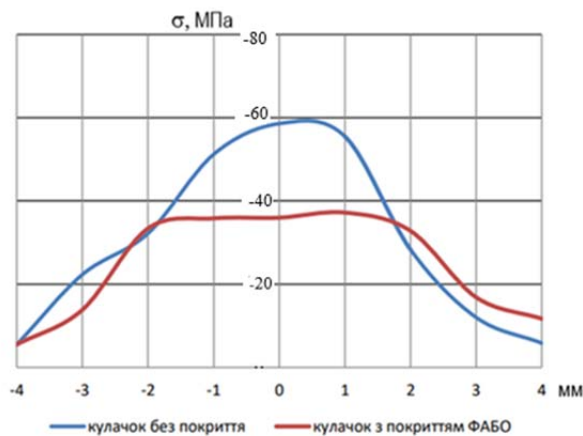


Рисунок 10 – Зміна напружень на поверхні кулачка («0» – вісь симетрії кулачка)

Джерело: розроблено авторами

Встановлено, що максимальне напруження по Мізесу складає близько 60 МПа для кулачка без покриття та близько 37 МПа для кулачка з антифрикційним покриттям (рис. 10). Крім того, зафіксовано зміну форми епюри: в кулачках з антифрикційними покриттями напруження більш рівномірно прикладені в плямі контакту.

Результати моделювання напруженого стану в напрямку від поверхні – вглиб кулачка по осі його симетрії в середній площині дозволили отримати наступні закономірності (рис. 11).

За наведеними даними (рис. 11) впливає, що у поверхневому шарі кулачка без покриття напруження стиснення до глибини 0,8 мм мають значно більші значення ніж

для кулачків з антифрикційними покриттями. Далі – за глибиною, спостерігаються досить близькі значення напружень при обробці кулачка за традиційною технологією та з використанням ФАБО.



Рисунок 11 – Зміна напружень від поверхні вглиб кулачка

Джерело: розроблено авторами

Таким чином, отриманні результати моделювання дозволяють стверджувати про доцільність ФАБО робочій поверхні кулачка з точки зору покращення її НДС: спостерігаються значне зменшення напружень стиснення на певній глибині та їх рівномірне прикладення в зоні контакту. Такий характер змін можна пояснити наступним чином. Внаслідок фрикційно-механічної дії інструмента, що відбувається при ФАБО, поверхневий шар кулачка зміцнюється, а наявність антифрикційного покриття значно зменшує коефіцієнт тертя та служить твердим мастилом.

Висновки.

1. Дослідження напружено-деформованого стану з'єднання «кулачок – штовхач» газорозподільного механізму ДВЗ засвідчило про можливість підвищення довговічності розподільного валу за рахунок нанесення на робочу поверхню кулачка антифрикційних покриттів.

2. Визначення сил, що діють в газорозподільному механізмі, а також граничних умов моделювання, дозволило побудувати модель розподільного вала, що контактує опорними шийками з втулками, а кулачком – з одним із штовхачів.

3. Моделювання напружено-деформованого стану досліджуваного вузла дозволило визначити основні закономірності зміни напружень на поверхні кулачка. Отриманні дані дозволяють стверджувати, що робоча поверхня кулачка, яка має антифрикційне покриття, сприймає менші силові напруження ніж кулачки базового виконання. При цьому, на відміну від кулачків базового виконання, спостерігається рівномірний розподіл напруження. Такий характер змін напружень дозволяє прогнозувати зменшення зношування кулачків з антифрикційними покриттями, а отже, підвищення надійності роботи розподільного валу ДВЗ.

Список літератури

1. Márquez-Cortés, R., Martínez-Trinidad, J., Flores-Martínez, M. et al. Sliding Wear Resistance of Borided AISI 4140 Steel. *J. of Materi Eng and Perform* 32, 9101–9113 (2023). DOI: <https://doi.org/10.1007/s11665-022-07773-6>
2. Кислик В.Ф., Лушчик В.В. Будова й експлуатація автомобілів. К.: Либідь, 2006. 400 с.
3. Сирота В.І. Основи конструкції автомобілів. К.: Аристей, 2005. 280 с.

4. Шипунов М. В. Оптимізація роботи газорозподільного механізму двигуна внутрішнього згорання. *Збірник наукових праць Полтавського національного технічного університету ім. Ю. Кондратюка. Сер.: Галузеве машинобудування, будівництво*. 2013. Вип. 1(2). С. 166–175. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Znpgmb_2013_1%282%29_21
5. Тимофеев С.С., Ленів Я.Г. Сучасні вимоги до способів відновлення розподільних валів транспортних дизелів. Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Інженерія поверхні та реновація виробів». 02–06 черв. 2014 р. Ялта. Київ: АТМ України, 2014. С. 131–132.
6. Фролов Є.А., Кравченко С.І., Попов С.В., Гнітько С.М. Технологічне забезпечення якості продукції машинобудування: Монографія. Полтава, 2019. 201 с.
7. Кравченко С.А., Посвятенко Е.К., Д'яченко С.С. та ін. Числове обґрунтування параметрів дискретного зміцнення високонавантажених деталей машин. *Вісник Національного технічного університету „ХПИ”*. 2011. № 51. С. 111–136.
8. Ткачук М.А., Кравченко С.О., Шпаковський В.В. Розвиток методів зміцнення найбільш навантажених деталей – шлях до підвищення технічних і тактико-технічних характеристик машин. *Вісник Національного технічного університету „ХПИ”*. 2015. № 43 (1152). С. 116–122.
9. Рудик О., Дитинюк В., Стебелецька Н. Моделювання умов роботи і зносостійкості валу зчеплення двигуна транспортного засобу. *Проблеми трибології*. 2018. № 90(4). С. 70–79.
10. Shepelenko, I., Nemyrovskiy, Y., Lizunkov, O., Vasylenko, I., Osin, R. (2023). The Stress-Deformed State of the Cylinder Liner's Working Surface. In: Ivanov, V., Trojanowska, J., Pavlenko, I., Rauch, E., Piteř, J. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. DSMIE 2023*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. pp. 347-355. https://doi.org/10.1007/978-3-031-32767-4_33
11. Shepelenko, I., Nemyrovskiy, Y., Stepchyn, Y., Mahopets, S., Melnyk, O. (2024). Creation of a Combined Technology for Processing Parts Based on the Application of an Antifriction Coating and Deforming Broaching. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds) *Advanced Manufacturing Processes V. InterPartner 2023*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, pp. 209-218. https://doi.org/10.1007/978-3-031-42778-7_19
12. Patil, V.S., Takale, A.M. (2024). Design and Analysis of Cylinder Head Gasket Under Engine Cold Assembly and Cold Start Condition. In: Sahu, R., Prasad, R., Sahoo, K.L. (eds) *Advancements in Materials Processing Technology*, Volume 1. AMPT 2023. Springer Proceedings in Materials, vol 48. Springer, Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-97-4958-4_29
13. Gontarovskiy, P.P., Smetankina, N.V., Garmash, N.G. et al. Three-Dimensional Stress-Strain State Analysis of the Bimetallic Launch Vehicle Propellant Tank Shell. *Strength Mater* 55, 916–926 (2023). <https://doi.org/10.1007/s11223-023-00582-9>
14. Matvienko, M.V., Martynenko, V.O. & Vakhonina, L.V. Stress–Strain State of Joints with a Soft Interlayer Under Mechanical Loading. *Int Appl Mech* 59, 100–106 (2023). <https://doi.org/10.1007/s10778-023-01203-3>
15. Войтов В.А., Кравцов А.Г. Трибологічні властивості технічних олиव на базі соняшникової та ріпакової олій. *Проблеми трибології*. 2011. № 4. С. 87–92.
16. SolidWorks. URL: <https://www.solidworks.com> (дата звернення: 05.03.2025).

References

1. Márquez-Cortés, R., Martínez-Trinidad, J., Flores-Martínez, M. et al. Sliding Wear Resistance of Borided AISI 4140 Steel. *J. of Materi Eng and Perform* 32, 9101–9113 (2023). <https://doi.org/10.1007/s11665-022-07773-6>.
2. Kislikov, V.F., Lushchik, V.V. (2006). Budova y ekspluatatsiia avtomobiliv [Structure and operation of cars]. Kyiv: Lybid, 400 s [in Ukrainian].
3. Syrota, V.I. (2005). Osnovy konstruktсии avtomobiliv [Fundamentals of car design]. Kyiv: Arystei, 280 s [in Ukrainian].
4. Shypunov, M. V. (2013). Optimising the operation of the gas distribution mechanism of an internal combustion engine. *Zbirnyk naukovykh prats Poltavskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu imeni Yu. Kondratiuka. Serii: Haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo*. Vyp. 1(2). 166–175 [in Ukrainian].
5. Tymofieiev, S.S., Leniv, Ya.H. (2014). Modern requirements to the methods of restoring camshafts of transport diesel engines. *Materialy Mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii «Inzheneriia poverkhni ta renovatsiia vyrobiv»*. Yalta. Kyiv: ATM Ukrainy. 131–132 [in Ukrainian].
6. Frolov, Ye.A., Kravchenko, S.I., Popov, S.V., Hnitko, S.M. (2019). Technological support for the quality of engineering products. Poltava, 201. [in Ukrainian].
7. Kravchenko, S.A., Posviatenko, E.K., D'iachenko, S.S. et al. (2011). Numerical justification of parameters of discrete strengthening of highly loaded machine parts. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu „KhPI”*. 111–136 [in Ukrainian].

8. Tkachuk, M.A., Kravchenko, S.O., Shpakovskyi, V.V. (2015). Development of methods for strengthening the most stressed parts is the way to improve the technical and tactical characteristics of machines. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu „KhPI”*. № 43 (1152). 116–122 [in Ukrainian].
9. Rudyk, O., Dytyniuk, V., Stebeletska, N. (2019). Modeling of working conditions and wear resistance of the vehicle's clutch shaft. *Problems of Tribology*, 90(4), 70–79 [in Ukrainian].
10. Shepelenko, I., Nemyrovskiy, Y., Lizunkov, O., Vasylenko, I., Osin, R. (2023). The Stress-Deformed State of the Cylinder Liner's Working Surface. In: Ivanov, V., Trojanowska, J., Pavlenko, I., Rauch, E., Pitel', J. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. DSMIE 2023*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. pp. 347-355. https://doi.org/10.1007/978-3-031-32767-4_33.
11. Shepelenko, I., Nemyrovskiy, Y., Stepchyn, Y., Mahopets, S., Melnyk, O. (2024). Creation of a Combined Technology for Processing Parts Based on the Application of an Antifriction Coating and Deforming Broaching. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds) *Advanced Manufacturing Processes V. InterPartner 2023*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, pp. 209-218. https://doi.org/10.1007/978-3-031-42778-7_19.
12. Patil, V.S., Takale, A.M. (2024). Design and Analysis of Cylinder Head Gasket Under Engine Cold Assembly and Cold Start Condition. In: Sahu, R., Prasad, R., Sahoo, K.L. (eds) *Advancements in Materials Processing Technology*, Volume 1. AMPT 2023. Springer Proceedings in Materials, vol 48. Springer, Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-97-4958-4_29.
13. Gontarovskiy, P.P., Smetankina, N.V., Garmash, N.G. et al. Three-Dimensional Stress-Strain State Analysis of the Bimetallic Launch Vehicle Propellant Tank Shell. *Strength Mater* 55, 916–926 (2023). <https://doi.org/10.1007/s11223-023-00582-9>.
14. Matvienko, M.V., Martynenko, V.O. & Vakhonina, L.V. (2023). Stress–Strain State of Joints with a Soft Interlayer Under Mechanical Loading. *Int Appl Mech* 59, 100–106. <https://doi.org/10.1007/s10778-023-01203-3>.
15. Voitov, V.A., Kravtsov, A.H. (2011). Tribological properties of technical oils based on sunflower and rapeseed oils. *Problems of Tribology*, 4, 87–92 [in Ukrainian].
16. SolidWorks. <https://www.solidworks.com>.

Ihor Shepelenko, Prof., DSc., **Artem Krasota**, **Mykhailo Krasota**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Changing the Stress-strain State of the Working Surface of a Part with an Antifriction Coating

The article deals with the issue of increasing the durability of the camshaft of an internal combustion engine by improving the operational properties of cams. It is determined that by studying the stress-strain state of individual elements of a part, it is possible to solve a number of technological problems. Taking into account that in most cases the destruction of a part begins from its surface, the stress-strain state of the surface layer has a significant impact on the operational properties of parts. The study of the parameters of the stress-strain state on the working surface of the cam of the camshaft of an internal combustion engine was carried out by modelling using the finite element method.

The model takes into account the design features of the camshaft, the operating conditions of the cam-pusher connection, and the forces acting in the gas distribution mechanism at the moment of valve opening. To adequately reproduce the loads in the details of the studied assembly, a finite element model of the camshaft was created, with the camshaft journals in contact with the bushings and the cams in contact with one of the pushrods. The calculation results confirmed that it is in the cam-pusher contact zone that the maximum stress values are observed.

To determine the ways to improve the operational properties of the working surfaces of cams, the parameters of the stress-strain state of the base cam and the cam with an antifriction coating applied by finishing antifriction non-abrasive treatment were investigated. It was found that the maximum stress is about 60 MPa for the uncoated cam and about 37 MPa for the cams with antifriction coatings. In addition, a change in the shape of the diagram was recorded: in the cams with antifriction coatings, the stresses are more evenly applied in the contact patch. The improvement in the stress state of the cams can be explained by the presence of an antifriction coating, which reduces not only the friction coefficient but also serves as a solid lubricant. The obtained regularities allow us to assert the expediency of finishing antifriction non-abrasive treatment of cams when solving the issue of increasing the durability of the camshaft.

camshaft, gas distribution mechanism, cam-pusher connection, finite element model, stress-strain state, wear resistance, antifriction coating

Одержано (Received) 05.03.2025

Прорецензовано (Reviewed) 11.03.2025

Прийнято до друку (Approved) 14.03.2025