

УДК 621.4

Вовк П. Є., стажист лабораторії автотехнічних та автотоварознавчих досліджень Одеського науково-дослідного інституту судових експертиз Міністерства юстиції України

Максимов В. Г., канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри автомобільного транспорту інституту машинобудування Одеського національного політехнічного університету,

Ніцевич О. Д., канд. техн. наук, доцент кафедри автомобільного транспорту інституту машинобудування Одеського національного політехнічного університету

**ПЕРЕВІРКА МІЦНОСТІ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА
ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ З ВИКОРИСТАННЯМ
МЕТОДУ КІНЦЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ**

**CONTROL OF THE STRENGTH OF A CARGO MOTOR VEHICLE'S DIESEL
ENGINE PISTON USING THE FINITE ELEMENT METHOD**

Анотація. В роботі наведено алгоритм виконання розрахунку на міцність поршня дизельного двигуна вантажного автомобіля із використанням метода кінцевих елементів. Наведений алгоритм включає в себе порядок побудови структури розрахунку у програмному комплексі ANSYS, порядок побудови сітки кінцевих елементів, порядок задання граничних умов на розрахунковій моделі, порядок розрахунку температурних полів та полів головних напружень, порядок розрахунку коефіцієнту запасу міцності за отриманими полями головних напружень.

Наведений алгоритм розрахунку враховує індивідуальні конструктивні особливості поршня, багатоцикловий характер його навантаження та багатокомпонентний напружений стан, дію теплових навантажень.

Ключові слова: поршні дизельних двигунів, дизельні двигуни, багатокомпонентний напружений стан, витривалість, метод кінцевих елементів, програмний комплекс ANSYS.

Аннотация. В работе приведен алгоритм выполнения расчета на прочность поршня дизельного двигателя грузового автомобиля с использованием метода конечных элементов. Приведенный алгоритм включает в себя порядок построения структуры расчета в программном комплексе ANSYS, порядок построения сетки конечных элементов, порядок задания граничных условий на расчетной модели, порядок расчета температурных полей и полей главных напряжений, порядок расчета коэффициента запаса прочности по полученным полями главных напряжений.

Приведенный алгоритм расчета учитывает индивидуальные конструктивные особенности поршня, многоциклового характер его нагружения и многокомпонентное напряженное состояние, действие тепловых нагрузок.

Ключевые слова: поршни дизельных двигателей, дизельный двигатель, многокомпонентное напряженное состояние, выносливость, метод конечных элементов, программный комплекс ANSYS.

Abstract. This paper contains an algorithm for the evaluation of the strength of a cargo motor vehicle's diesel engine piston using the finite element method. Given algorithm includes the procedure for constructing the calculation structure in the ANSYS software, the procedure for constructing the finite element grid, the order of setting the boundary conditions on the calculation model, the procedure for calculating the temperature fields and the main stress fields, the procedure for calculating the safety factor by the obtained fields of the main stresses.

The given calculation algorithm takes into account the individual design features of the piston, its

multicycle mechanical load, multicomponent stress condition, and the effect of thermal load.

Key words: diesel engines pistons, diesel engines, multicomponent stress condition, strength, finite element method, ANSYS engineering software.

З підвищенням ступеня форсованості дизельних двигунів вантажних автомобілів суттєво підвищилися теплові та механічні навантаження на деталі ЦПГ. Як наслідок, це призвело до підвищення теплових зазорів, збільшення рівня шуму при роботі та зменшення ресурсу. Для покращення умов роботи основних контактуючих вузлів циліндро-поршневої групи (ЦПГ) (компресійних та мастилоз'ємних кілець, юбки поршня) використовують поршні складених конструкцій, жарозахисні напилювання, мастильне охолодження, поступово на найбільш сучасних серійних двигунах починають встановлюватись повністю сталеві поршні. В ході проведення досліджень в цілях виявлення причин виходу з ладу деталей ЦПГ таких сучасних дизельних двигунів виявляється цілий комплекс факторів (порушення в роботі систем впорскування, наддуву і т. д.), котрі різною мірою впливають на процес виходу з ладу деталей ЦПГ, в тому числі поршня. Таким чином, для визначення причини виходу з ладу деталей ЦПГ сучасного дизельного двигуна необхідне використання алгоритмів перевірки його міцності під дією різних комбінацій вищезазначених факторів, з урахуванням індивідуальних конструктивних особливостей двигуна.

Перспективним напрямком у розробці конструкцій поршнів дизельних двигунів є розробка повністю сталевих поршнів. До таких конструкцій належать, наприклад, поршні MonoXcomp та MonoWeld фірми Mahle. Ідея виготовлення поршня цілком із сталі є розвитком ідеї складеного поршня. Ідея складеного поршня полягає в тому, що деталі виконані з жароміцних сталей, виконують роль теплозахисного бар'єру, а деталі із легких матеріалів виконують роль тепловідвідних поверхонь та силових елементів. Такий підхід дозволяє істотно зменшити інерційні навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ), зменшити механічні витрати на тертя, тепловіддачу в систему охолодження, що в свою чергу, веде до зменшення розмірів обслуговуючих систем двигуна [1].

Поршні із сталевими жарозахисними накладками (рис. 1) знайшли активне використання у двигунах спеціалізованої техніки. Накладка 1 із жаростійкої сталі кріпиться за допомогою чотирьох болтів до алюмінієвого корпусу 6, піджатою пружинами 12 та пакетами із ущільнюючих сферичних шайб 7. Між корпусом поршня (сплави алюмінію з високим вмістом кремнію) та накладкою розташована проставка 3 із жаростійкої сталі. Конструкція поршня дозволяє встановлювати нерозрізне жарове кільце 2 (4X5MФ1С-Ш). Вже на перших зразках дизелів за допомогою таких конструкторських рішень вдалося зменшити перепад температур по висоті поршня з 900 до 150 °С,

тепловий потік через поршень склав 8%, що в 2...2,5 рази менше у порівнянні із звичайним дизелем.

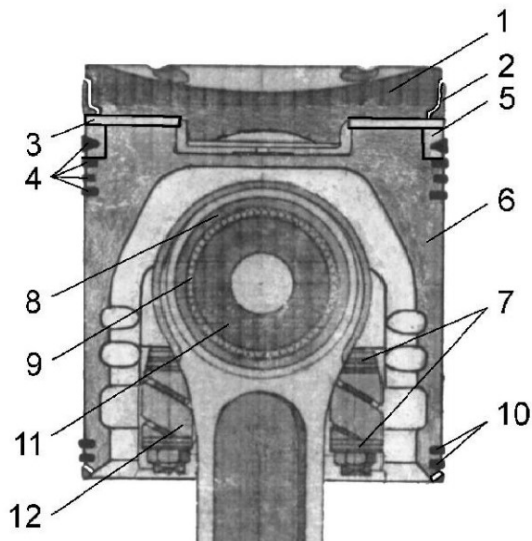


Рис. 1. Поршень двигуна 5ТД



Рис. 2. Поршень Ferroterm фірми Mahle

Поршні з голівкою з кованої жаростійкої сталі на власних опорах (рис. 2), відрізняються тим, що тримаючу функцію виконують опори днища поршня, а єдність конструкції поршня забезпечується поршневим пальцем. Використання кованої жаростійкої сталі має на меті ті ж самі цілі, що й використання жаростійких накладок, а саме зменшити відвід тепла через днище поршня, зменшити температурний перепад за висотою поршня, зменшити теплові зазори. Також вона має більший модуль пружності порівняно з алюмінієвими сплавами (2,1-2,2 10⁵ МПа проти 0,7 10⁵ МПа) підвищити жорсткість конструкції поршня, зменшити теплові зазори за рахунок меншої теплопровідності та теплового розширення (коефіцієнт лінійного теплового розширення для сталі 11,0-13,0 10⁻⁶ 0С, для алюмінію 22,2 10⁻⁶ 0С).

Більш жорстка конструкція головки поршня та більша твердість та зносостійкість сталі дозволяє покращити умови роботи компресійних кілець. В поршнях з алюмінієвими голівками використовують нірезистові вкладки для підвищення міцності та зносостійкості канавок компресійних кілець. В поршнях Ferroterm цей захід непотрібен. Поршні системи Ferroterm мають масляну галерею 1 (рис. 2.), що утворюється між голівкою поршня та юбкою, використання масляного охолодження на поршнях з термоізолюючою накладкою ускладнено через болтові кріплення накладки. Основну тримаючу функцію виконують ніжки поршня 2 (рис. 2.). Поршні складених конструкцій вже використовуються на двигунах Renault, Cummins та ЯМЗ. Починаючи з 2015 року на серійних двигунах Renault моделей 9К9 та R9M об'ємом 1,5 та

1,6 л відповідно, почали встановлюватись повністю сталеві поршні (рис. 3). З 2017 року Mercedes-Benz починає серійний випуск двигунів M654 та M656, робочим об'ємом 2,0 л та 3,0 л відповідно (рис. 4).



Рис. 3. Поршень Monoterm фірми Mahle



Рис. 4. Поршень двигунів M654 та M656

Також, фірма Mahle розробила повністю сталеві поршні двох конструкцій для використання в дизельних двигунах вантажних автомобілів:

- MonoXcomp (рис. 5.) – складений поршень, голівка (1) і юбка (2) поршня ковані та виконані із різних марок сталі, оптимальних за такими властивостями як жаростійкість, міцність та стійкість до окислювання. Дана конструкція поршнів має два масляні канали для охолодження, головка поршня утримується на юбці завдяки центральному стержню, розрахована на використання при максимальному тиску у циліндрі до 25 МПа.

- MonoWeld (рис. 6.) – поршні цієї конструкції мають одну масляну галерею, їх голівка (1) і юбка (2) з'єднані за допомогою зварювання тертям. Розраховані на тиск до 30 МПа.



Рис. 5. Поршень MonoXcomp



Рис. 6. Поршень MonoWeld

Поршні конструкцій MonoXcomp та MonoWeld мають усі ті самі переваги, що й поршні конструкції Ferroterm, але при цьому мають більш жорстку конструкцію, більш рівномірний розподіл тиску на поршневий палець та більш жорстку юбку. Юбка поршнів MonoXcomp та MonoWeld у порівнянні з юбкою складених поршнів Ferroterm є більш жорсткою та має менше теплове розширення, що робить зазор між поршнем та циліндром

більш стабільним.

Метою досліджень було визначення діючих напружень в тілі сталевого поршня сучасного дизельного двигуна вантажного автомобіля з урахуванням теплових навантажень, визначення коефіцієнту запасу міцності поршня.

За результатами досліджень порядок розрахунку наведено на прикладі перевірки на міцність сталевого поршня дизельного двигуна алогічного за конструкцією поршню MonoXcomp. Діючі температуру та тиск робочих газів отримано шляхом виконання теплового розрахунку циклу двигуна аналогічного за своїми параметрами тепловому циклу сучасних дизельних двигунів, таких як ЯМЗ 650.

Розрахунок на міцність виконувався в положенні поршня, що відповідає максимальному тиску робочих газів.

На основі розрахункових методик наведених в літературі [4, 5] були визначені граничні умови та сформовані вихідні дані для розрахунку:

1.	Максимальний робочий тиск	10,1 МПа
2.	Середній коефіцієнт тепловіддачі від робочих газів до днища поршня, $\alpha_{Гср}^*$	905,56 Вт/м ² К
3.	Середня температура прикордонного слою $T_{ПРСР}$	556,8 К
4.	Середня результуюча за теплообміном температура прикордонного слою $T_{ГРЕЗ}^{**}$	668,16 К
5.	Коефіцієнт тепловіддачі від робочих газів до жарового поясу, $\alpha_{ГП}$	163,34 Вт/м ² К
6.	Температура охолоджуючого масла, T_M	373 К
7.	Коефіцієнт тепловіддачі від одужуючого масла до стінки масляної галереї, $\alpha_{МГ}$	1694 Вт/м ² К
8.	Коефіцієнт тепловіддачі від охолоджуючого масла до внутрішньої поверхні днища поршня, $\alpha_{МД}$	1694 Вт/м ² К
9.	Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{К-П}^{***}$	6450 Вт/м ² К
10.	Температура прикордонного слою кільце – поршень $T_{К-П}$, для верхнього компресійного кільця	453 К
11.	Температура прикордонного слою кільце – поршень $T_{К-П}$, для середнього компресійного кільця	423 К
12.	Температура прикордонного слою кільце – поршень $T_{К-П}$, для нижнього компресійного кільця	393 К
13.	Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{П-Ц}^{****}$	860 Вт/м ² К
14.	Температура прикордонного слою $T_{П-Ц}^{*****}$	393 К

*Середній коефіцієнт тепловіддачі від робочих газів до днища поршня $\alpha_{Гср}$ та середню температуру прикордонного слою $T_{ГРЕЗ}$ визначено за алгоритмом вказаному в літературі [4, 5, 9]. По всій поверхні поршня значення коефіцієнта тепловіддачі від робочих газів були прийняті однаковими, для визначення локальних значень $\alpha_{Гср}$ необхідно провести газодинамічний розрахунок.

** Середня результуюча за теплообміном температура прикордонного слою $T_{ГРЕЗ}$ – розрахована з урахуванням середньої результуючої за тепловіддачею температури газ. $T_{ГРЕЗ}$ відповідно до рекомендацій літератури [8] була прийнята на 20% вище $T_{ГРСР}$.

*** При розрахунку коефіцієнту тепловіддачі $\alpha_{К-П}$ розраховано виходячи з умови що зазор між компресійним кільцем та поршнем складає 0,02 мм.

**** Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{П-Ц}$ - розраховано виходячи з умови що зазор між поршнем та стінкою циліндра складає 0,15 мм.

***** Температура прикордонного слою – прийнята на основі досвіду проектування аналогічних двигунів, так як розрахунок теплового стану гільзи циліндра не проводився.



Рис. 7. Граничні умови для різних зон поршня *МоноХотр*:

Побудова тривимірної моделі виконується в SolidWorks (рис. 8). Отримання значень діючих напружень та полів температур виконується в три етапи за допомогою двох пакетів програмного комплексу ANSYS (ANSYS Steady-State Thermal та ANSYS Static Structural).

Початок розрахунку в програмному комплексі ANSYS починається з побудови структури розрахунку (рис. 10.), задання граничних умов (рис. 7.) та побудови сітки кінцевих елементів. Сітка кінцевих елементів (рис. 9) будується виходячи з умови що кількість елементів в найменшому лінійному розмірі не повинно бути менше трьох.

Для задання властивостей матеріалів використовується розділ Engineering Data. При завданні властивостей матеріалів можна використовувати внутрішню базу даних ANSYS, або додавати власний матеріал і вручну зазначати його властивості.

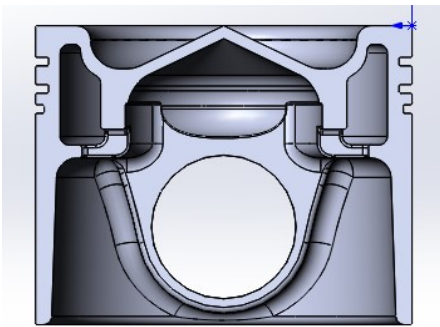


Рис. 8 Тривимірна модель поршня

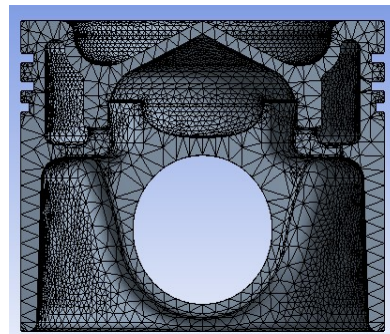


Рис. 9. Сітка кінцевих елементів поршня

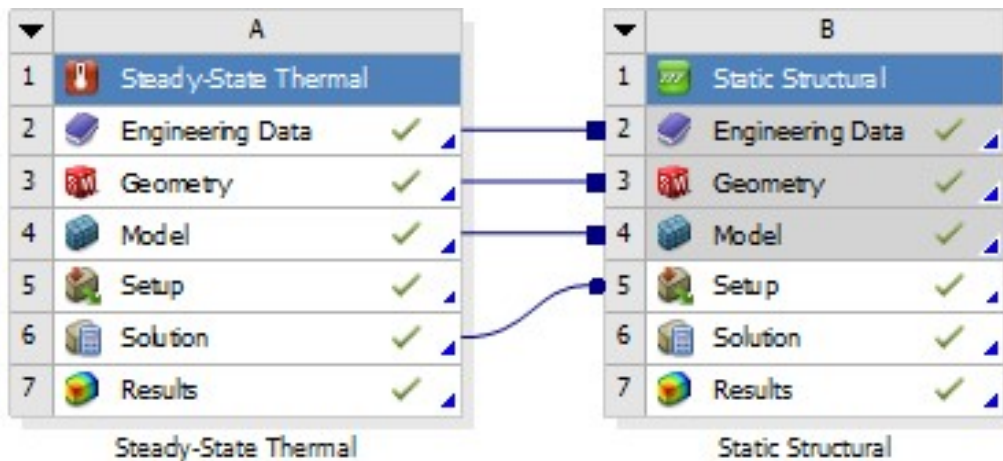


Рис. 10. Структура розрахунку в програмному комплексі ANSYS

В контексті даного дослідження, для матеріалу поршня необхідно завдати модуль пружності, коефіцієнт теплопровідності матеріалу, модуль пружності з урахуванням температури поршня, отриманої на попередній ітерації розрахунку. Також обов'язково потрібно вказати розмірність завданих параметрів. Властивості матеріалів поршня задаються з урахуванням температури.

В пакеті ANSYS Steady-State Thermal за відповідними граничними умовами моделюються температурні поля (рис. 11).

Перевірка конструкції поршня на міцність починається з перевірки на статичну міцність в програмному комплексі ANSYS за допомогою пакету

Static Structural. В програмі вивчається половина поршня за допомогою функції Symmetric Region (конструкція поршня симетрична), це дозволяє зменшити кількість елементів сітки та зменшити обсяг розрахунків.

В якості навантаження задавався тиск газів на днище поршня, температурні поля, розраховані в пакеті ANSYS Steady-State Thermal, та сили інерції поршня при роботі двигуна в режимі максимального крутного моменту (1400 об/хв).

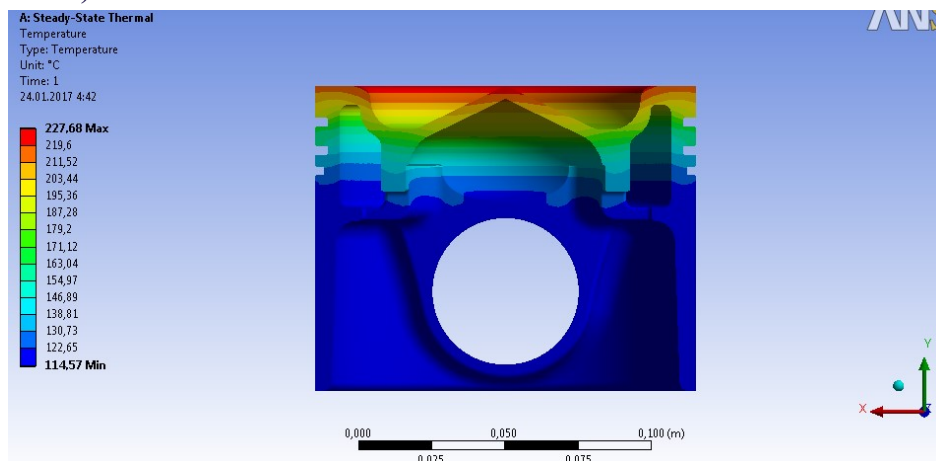


Рис. 11. Температурні поля (Temperature) вантажного поршня типу Mono Weld.

Для визначення амплітудних значень напружень розглянемо два положення поршня. Перше положення відповідає максимальному тиску робочих газів, а друге положення відповідає максимальному значенню сил інерції.

В програмному комплексі обраховувалися поля нормальних напружень (Normal Sterss) та поля головних напружень в тілі поршня (рис. 12, 13).

Відповідно до розрахованих полів напружень небезпечним місцем є основа бобишки. Головні напруження в цій точці складають:

Положення, №	σ_1 , МПа	σ_2 , МПа	σ_3 , МПа	σ_{max} , МПа
1	204,16	83,91	46,77	118,39
2	5,58	1,68	1,26	

Визначення допустимих напружень починається з розрахунку допустимих напружень, виходячи з умови забезпечення витривалості. Для багатокомпонентного напруженого стану та асиметричному циклі діючих напружень умова руйнування від втомленості має наступний вигляд [7]:

$$\sigma_{екв} = \sigma_{ia} + \Psi_{\sigma} \sigma_{im} = \sigma_{-1}$$

де, σ_{ia} – інтенсивність максимальних змінних напружень;

$\Psi_{\sigma} = \sigma_{-1} / \sigma_B$ – коефіцієнт, що враховує вплив постійної складової циклу

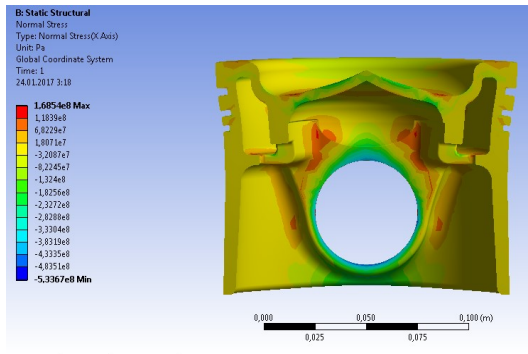
навантаження на опір втомленості при згині;

σ_{im} – найбільше постійне нормальне напруження;

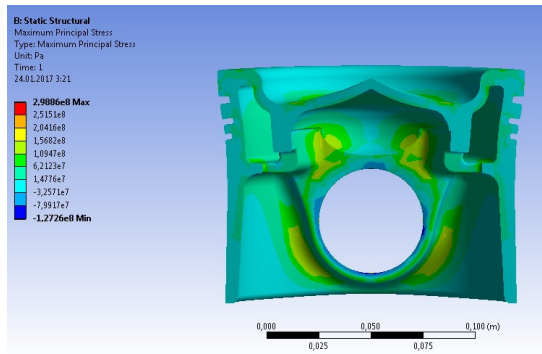
σ_{-1} – поріг витривалості матеріалу;

σ_B – поріг міцності матеріалу.

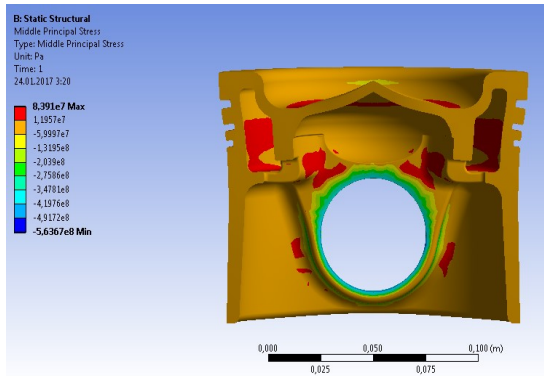
За наявності концентрації напружень та складному напруженому стані інтенсивність максимальних змінних напружень визначається за залежністю [7]:



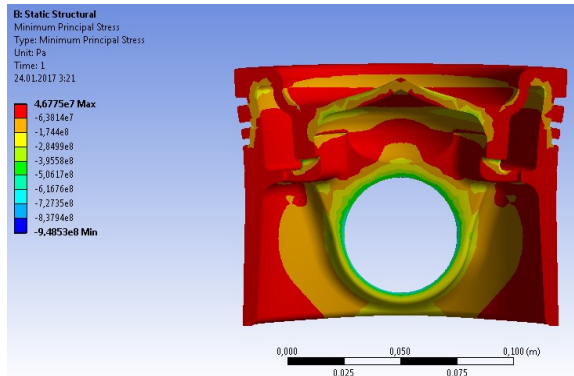
Поле максимальних нормальних напружень σ_{max}



Поле головного напруження σ_1

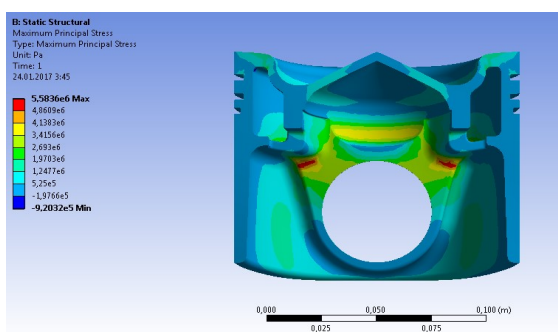


Поле головного напруження σ_2

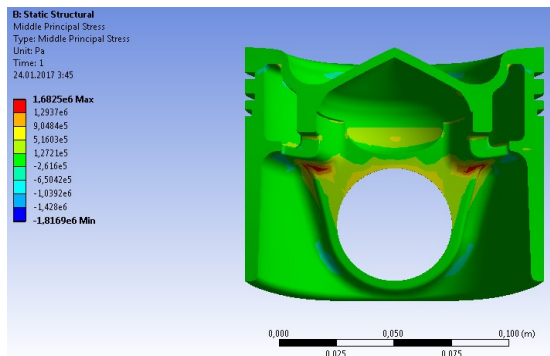


Поле головного напруження σ_3

Рис. 12. Напруження від дії газових сил



Поле головного напруження σ_1



Поле головного напруження σ_2

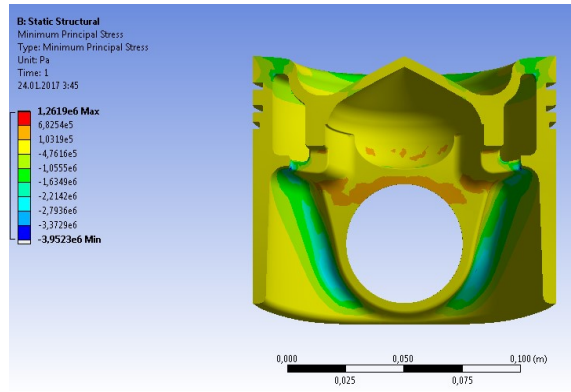
Поле головного напруження σ_3

Рис. 13. Напруження від дії сил інерції

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(K_x \sigma_{xa} - K_y \sigma_{ya})^2 + (K_y \sigma_{ya} - K_z \sigma_{za})^2 + (K_x \sigma_{xa} - K_z \sigma_{za})^2 + 6(K_{xy}^2 \tau_{xya}^2 + K_{yz}^2 \tau_{yza}^2 + K_{xz}^2 \tau_{xza}^2)},$$

звідки:

$$\sigma_{ia} = K_i \sigma_{ia}$$

де, $K_x, K_y, K_z, K_{xy}, K_{yz}, K_{xz}$ - коефіцієнти концентрації напружень; K_i - коефіцієнти концентрації інтенсивності напружень; σ_{ia} - інтенсивність амплітуд змінних напружень циклу:

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + (\sigma_{ya} - \sigma_{za})^2 + (\sigma_{xa} - \sigma_{za})^2 + 6(\tau_{xya}^2 + \tau_{yza}^2 + \tau_{xza}^2)}$$

В цій формулі амплітудні значення напружень за цикл визначаються за наступними залежностями [7]:

$$\begin{aligned} \sigma_{xa} &= \frac{(\sigma_{xmax} - \sigma_{xmin})}{2} & \tau_{xya} &= \frac{(\tau_{xymax} - \tau_{xymin})}{2} \\ \sigma_{ya} &= \frac{(\sigma_{ymax} - \sigma_{ymin})}{2} & \tau_{xza} &= \frac{(\tau_{xzmax} - \tau_{xzmin})}{2} \\ \sigma_{za} &= \frac{(\sigma_{zmax} - \sigma_{zmin})}{2} & \tau_{yza} &= \frac{(\tau_{yzmax} - \tau_{yzmin})}{2} \end{aligned}$$

Відповідно до літератури [7] інтенсивність напружень можна визначити через головні напруження:

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

В цій формулі амплітудні значення головних напружень за цикл можна визначити за наступними залежностями:

$$\sigma_1 = \frac{(\sigma_{1max} - \sigma_{1min})}{2}; \sigma_2 = \frac{(\sigma_{2max} - \sigma_{2min})}{2}; \sigma_3 = \frac{(\sigma_{3max} - \sigma_{3min})}{2}$$

Запас міцності визначається аналогічно тому, як визначається запас міцності при одноосному напруженому стані по подібному циклу [7]:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_{ia} + \Psi_\sigma \sigma_{max}}$$

де, σ_{max} – найбільше нормальне напруження;

K_σ – коефіцієнт концентрації напружень при згині;

ε_σ – коефіцієнт, що враховує масштабний фактор;

β_σ – коефіцієнт, що враховує стан поверхні;

$\Psi_\sigma = \sigma_{-1}/\sigma_B$ – коефіцієнт, що враховує вплив постійної складової

циклу навантаження на опір втомленості при згині.

Для початкових етапів розрахунку поріг витривалості можна визначити за розрахунковою залежністю [7]:

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001\sigma_B)\sigma_B$$

При використанні даної розрахункової залежності потрібно враховувати, що з підвищенням температури поріг міцності матеріалу поршня зменшується. Тобто потрібно використовувати значення порогу міцності матеріалу, що відповідає температурі у найбільш навантаженій точці поршня.

Далі, за наведеним вище алгоритмом, розраховуємо амплітуди головних напружень, інтенсивність амплітуд змінних напружень та запас міцності:

$$\sigma_1 = \frac{(\sigma_{1max} - \sigma_{1min})}{2} = \frac{(204,16 - 5,58)}{2} = 99,29 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2 = \frac{(\sigma_{2max} - \sigma_{2min})}{2} = \frac{(83,91 - 1,68)}{2} = 41,12 \text{ МПа};$$

$$\sigma_3 = \frac{(\sigma_{3max} - \sigma_{3min})}{2} = \frac{(46,77 - 1,26)}{2} = 22,76 \text{ МПа};$$

$$\begin{aligned} \sigma_{ia} &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \\ &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(99,29 - 41,12)^2 + (41,12 - 22,76)^2 + (22,76 - 99,29)^2} = 69,20 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Поріг міцності для поковок зі сталі 35ХМ діаметром до 120 мм складає $\sigma_B = 900$ МПа, відповідно поріг витривалості за розрахунковою залежністю:

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001\sigma_B)\sigma_B$$

складає $\sigma_{-1} = 414$ МПа.

Після проведення розрахунку інтенсивності напружень був визначений запас міцності поршня:

Поріг міцності для поковок зі сталі 35ХМ діаметром до 120 мм складає $\sigma_B = 900$ МПа, відповідно поріг витривалості за розрахунковою залежністю:

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001\sigma_B)\sigma_B$$

складає $\sigma_{-1} = 414$ МПа.

Після проведення розрахунку інтенсивності напружень був визначений запас міцності поршня:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_{ia} + \Psi_\sigma \sigma_{max}} = \frac{414}{\frac{1,2}{0,8 \cdot 1,1} \cdot 69,20 + 0,46 \cdot 118,39} = 2,78,$$

де, $\sigma_{max} = 118,39$ МПа – найбільше нормальне напруження;

$K_\sigma = 1,2$ – коефіцієнт концентрації напружень при згині;

$\varepsilon_\sigma = 0,8$ – коефіцієнт, що враховує масштабний фактор;

$\beta_\sigma = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує стан поверхні;

$\Psi_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_B = \frac{414}{900} = 0,46$ – коефіцієнт, що враховує вплив постійної

складової циклу навантаження на опір втомленості при згині.

Отримане значення коефіцієнту запасу міцності, відповідно до рекомендацій літератури не повинно бути менше 2,0-2,5.

Наведені вище розрахунки проведені за умови нормального теплового та механічного навантаження на поршень, тобто за умови відсутності порушень робочого процесу. Для аналізу ступеню впливу різного типу порушень робочого процесу достатньо перерахувати вихідні умови та провести перевірку міцності за наведеним вище алгоритмом. Небезпечний стан конструкції настає коли коефіцієнт запасу міцності стає менше одиниці. Тобто, значення коефіцієнту запасу міцності $n < 1$ свідчить проте що діючі максимальні еквівалентні напруження перевищують поріг витривалості матеріалу поршня, що призведе до руйнування поршня.

Для вирішення поставлених завдань була використана методика визначення теплового стану поршня дизельного двигуна, котра дозволяє враховувати індивідуальні властивості теплового циклу двигуна. Було наведено алгоритм проведення розрахунків з визначення напружень із використанням метода кінцевих елементів та програмного комплексу ANSYS. Наведено алгоритм визначення допустимих напружень та коефіцієнта запасу міцності при багатоцикловій втомленості, що враховує складний, багатокомпонентний напружений стан поршня.

Список використаних джерел:

1. Лыков С. В. Шатунно-поршневая группа двигателей для бронетанковой техники / С. В. Лыков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 1. – С. 17-23.
2. Шульженко Н. Г. Развитие расчетных моделей для исследования теплового и термонапряженного состояния составных поршней ДВС / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Н. Г. Гармаш, Т. В. Протасова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 2. – С. 95-99.
3. Бирюк В. В. Расчёт на прочность элементов ДВС с помощью ANSYS с учётом тепловых процессов в камере сгорания / В. В. Бирюк, А. А. Горшкалёв, С. С. Каюков, Е. А. Сайгаков // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Машиностроение и энергетика. – 2015. – Т.14. – № 2. – С. 35-43.
4. Розенблит Г. Б. Теплопередача в дизелях. – Москва : Машиностроение, 1977. – 216 с.

5. Водолажченко В. В. Проектирование тепловозных двигателей : учеб. пособ. / В. В. Водолажченко, А. А. Куриц, А. Э. Симсон, А. М. Тарасов, В. Н. Поляков. – Москва : Транспорт, 1972. – 224 с.
6. Холмянский А. И. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: конспект лекций. – Омск : СибАДИ, 2010. – 153 с.
7. Биргер И. А. Сопротивление материалов: учеб. пособ. / И. А. Биргер, Р. Р. Мавлютов. – Москва : Наука, 1986. – 560 с.
8. Ломакин Г. В. Методика оценки граничных условий при решении задачи определения теплового состояния поршня бензинового двигателя / Г. В. Ломакин, М. А. Мацулевич // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. – 2014. – №1. – С. 26-32
9. Кузьмин Н. А. Выбор граничных условий для моделирования теплонапряженности деталей машин / Н. А. Кузьмин, И. О. Донато // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева. – 2011. – № 1(86). – С. 138-147.
10. Бабанин В. В. Алгоритм нахождения температурного состояния поршня и его термоупругих деформаций / В. В. Бабанин // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2010. – №1. – С. 246-253.

