«Удосконалення конструкції поршня дизеля спеціального призначення потужністю 620 кВт»

Шифр роботи: «Поршень В-2»

АНОТАЦІЯ

Актуальність роботи

Сучасний етап розвитку двигунобудування характеризується досить швидкою зміною поколінь поршневих двигунів. У машинобудівній техніці така зміна відбувається приблизно кожні 10 років. Однією з основних тенденцій розвитку поршневих двигунів залишається підвищення їх потужності при істотному поліпшенні екологічних показників і надійності, а також високій економічності. Потужність установок з поршневими двигунами за 10 років зростає в середньому на 60 ... 100% в залежності від призначення установки. Потужність є основним параметром двигуна [1].

Розвиток енергетичних установок характеризується безперервним зростанням питомих показників. Все більша увага приділяється зниженню витрат, пов'язаних з експлуатацією двигуна і доступ до яких має економічністю, екологічними показниками, надійністю і терміном служби, трудомісткістю обслуговування і деякими іншими факторами. конкурентоспроможність поршневих двигунів, особливо транспортного призначення, залежить не тільки від їх економічності, але і від масогабаритних показників. При заданій потужності масогабаритні характеристики безпосередньо пов'язані з числом циліндрів і поліпшуються з його збільшенням. Причому якщо зменшення маси двигуна після деякого рівня часто вже не призводить до помітного зменшення маси всієї установки, то зменшення обсягу, займаного двигуном, у багатьох випадках має першорядне значення.

При проектуванні конструктор вирішує комплекс проблем, пов'язаних з компонуванням двигуна і аналізом процесів, що відбуваються в циліндрі і ріхзних системах двигуна. При цьому повинна враховуватися можливість подальшого вдосконалення конструкції відповідно до вимог науковотехнічеського прогресу.

Метою роботи є удосконалення та розробка поршня дизеля спеціального призначення потужністю 620 кВт.

Задачі дослідження:

1. Аналіз конструкції поршня базового двигуна
2. Ознайомлення із сучасними підходами до розробки конструкції поршнів
3. Розробка удосконаленої конструкції поршня спроектованого дизеля
4. Розрахунок теплового стану поршня та механічних напружень

Використана методика дослідження

Для удосконалення конструкції поршня в системі SOLIDWORKS було спроектовано твердотильні моделі базового поршня та, з урахуванням сучасний підходів до розробки поршнів, модифікованого поршня. В результаті обчислено, що є можливість зменшити масу поршня на 20% (до 2050 г).

Проведено дослідження теплового навантаження поршня за допомогою програми SolidWorks Simulation. За допомогою кінцево-елементної математичної моделі виконано розрахунки механічного навантаження поршня та визначені механічні напруження, що мають місце у матеріалі поршня при його роботі.

Загальна характеристика роботи: 33с., 18 рис., 1 табл., 2 джерела інформації

ЗМІСТ

Вступ 5
1. Аналіз конструкції поршня базового двигуна 6
2. Сучасні підходи до розробки конструкції поршнів 9
3. Розробка удосконаленої конструкції поршня спроектованого дизеля 22
4. Розрахунок теплового стану поршня 25
Висновок 33
Список джерел інформації 34

ВСТУП

Вітчизняне дизелебудування завжди входило в галузь важкого і транспортного машинобудування, автомобільну промисловість.

Дизельні двигуни і агрегати на їх базі представляють складну техніку, яка може бути виготовлена тільки за участю суміжних галузей промисловості (електротехнічна, приладобудівна, металургійна, турбобудування і ін.).

Світове дизелебудування розвивається дуже інтенсивно і має цілий ряд важливих напрямків, які властиві і вітчизняному дизелебудуванні:

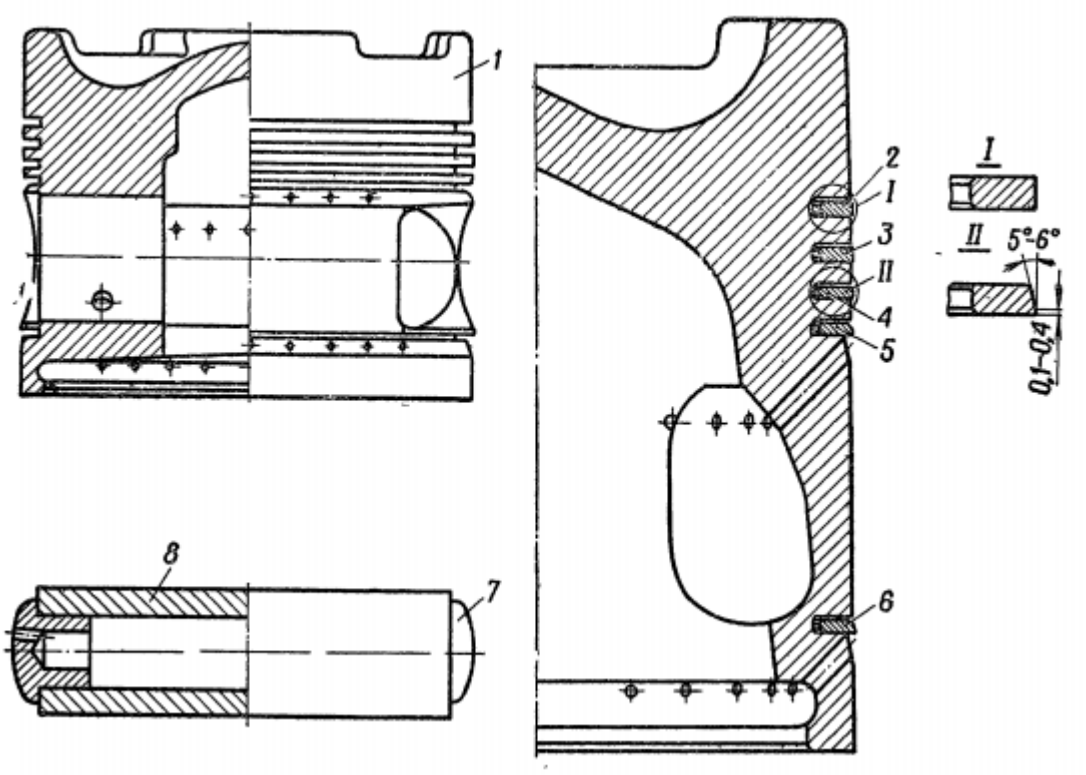
- підвищення циліндрових і агрегатних потужностей за рахунок форсування по середньому ефективному тиску і частоті обертання;
- підвищення паливної та масляної економічності;
- забезпечення надійності, високих ресурсів до першої перебирання і до капітального ремонту;
- оснащення дизелів і агрегатів на їх базі ефективними системами автоматизації на базі мікропроцесорної техніки, адаптивними механізмами;
- зниження питомої маси
- покупка ліцензій на виробництво закордонних дизелів та ін.

Все це вимагає вирішення питань організації високоефективного робочого процесу, зниження теплонапруженості циліндровий-поршневої групи, зниженні тертя, забезпечення якісного охолодження, впровадження нових технологічних процесів для забезпечення ресурсів та надійної роботи поршневих кілець, клапанів, підшипників і колінчастого валу, ущільнення газового стику і т. д., підготовки виробництва для виготовлення ліцензійних двигунів, створення спеціалізованих підприємств.

Дана робота присвячена саме проектуванню конструкції поршня перспективного дизеля потужністю 620 кВт для спеціального призначення.

1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ БАЗОВОГО ДВИГУНА

Поршень 1 (рис. 1.1) відштампований зі сплаву АК-21. Його верхня торцева поверхня, що називається днищем, має форму, що сприяє поліпшенню сумішоутворення. На днище вифрезеровано чотири плоских поглиблення для клапанів, що забезпечує при працюючому двигуні необхідний зазор між клапанами і поршнем. З внутрішньої сторони в поршні розташовані дві бобишки з отворами для поршневого пальця 8. Перед постановкою поршневого пальця поршень нагрівається до 100-120 °.



1 - поршень; 2 і 3 - поршневі уплотнительні кільця; 4, 5 і 6 маслоземні кільця; 7 - заглушка поршневого пальця; 8 - поршневий палець

Рисунок 1.1 - Поршнева група

У кожній бобишці поршня просвердлені по два отвори, через які надходить масло, що розбризкується з нижніх головок шатунів і корінних підшипників для змащення поршневого пальця. На зовнішній поверхні

поршня є п'ять канавок для кілець, з них чотири розташовані вище, а одна - нижче поршневого пальця.

Для зменшення тертя поршня об стінки циліндра середня частина поршня між четвертою та п'ятою канавками для кілець, біля отвору для пальця, на певній дузі має ексцентричні обточування. У цих же місцях для зменшення ваги поршня з обох сторін кожної бобишки зовні профрезеровано поглиблення. У кожному поглибленні є отвір для відводу масла.

Два верхніх поршневих кільця 2 і 3 мають циліндричну поверхню та є ущільнювальними. Ці кільця, як сприймають найбільші навантаження, виготовляються зі сталі. Для зменшення зносу кілець і гільзи циліндра зовнішня робоча циліндрична поверхня першого і другого кілець покрита шаром пористого хрому.

Третє, четверте і п'яте кільця 4, 5 і 6 виготовлені з перлітного чавуну. Їх основне призначення - знімати плівку масла зі стінок гільзи циліндра при русі поршня вниз, з тим щоб масло не піддавалося впливу продуктів згоряння палива. Завдяки цьому скорочується витрата масла і зменшується нагароутворення на стінках циліндра і поршня.

Зовнішня робоча поверхня кожного маслоземного кільця на висоті 0,1-0,4 мм має циліндричну форму, а на решті частини - форму усіченого конуса з вершиною, зверненої до камери згоряння, і кутом нахилу твірної до поверхні поршня 5-6 °.

Конічна форма робочої поверхні кільця, забезпечуючи збільшення питомого тиску на стінку циліндра, покращує очищення стінок від масла і приробітку кільця. Для кращої приробітку по зовнішній поверхні кільця покриті шаром олова завтовшки 0,004-0,008 мм.

Під кільцевою канавкою четвертого кільця в поршні просвердлено 14 отворів, а під кільцевою канавкою п'ятого кільця - 18 отворів, призначених для відводу масла, що знімається поршневими кільцями з дзеркала гільзи циліндра, у внутрішню порожнину поршня і звідти в картер.

Поршневий палець 8 порожнистий. Діаметр пальця і отвори під нього в поршні обрані такими, щоб в нагрітому стані палець вільно переміщався в отворі, тобто був «плаваючим». Палець виготовлений зі сталі, зовнішня поверхня його цементована, полірована і суперфінішована.

З обох кінців поршневого пальця ставляться заглушки 7, виготовлені з дюралюмінію. Вони запобігають осьовому переміщення, пальця і усувають можливість задирати дзеркальної поверхні гільзи циліндра торцями пальця. З торців заглушки мають кульову поверхню. У кожній заглушці просвердлений отвір для виходу повітря з внутрішньої порожнини поршневого пальця.

На двигунах В-55 ранніх випусків встановлювався поршень з ребрами жорсткості на внутрішній стороні днища. Але досвід показав, що така конструкція невигідна, тому що при однаковій надійності ребра сприяють відкладенню нагару.

Поршнева група базового дизеля та закладені в нього конструктивні та технологічні рішення була розроблені, ще в 30 роках XIX століття. Тому доцільно буде розглянути сучасні підходи до розробки конструкції поршнів та запровадити їх в проектований дизель. Крім того, базовий поршень виготовляється методом штампування, що влече за собою збільшену масу поршня та, як наслідок, велику силу інерції зворотньо-поступових мас.

2. СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО РОЗРОБКИ КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНІВ

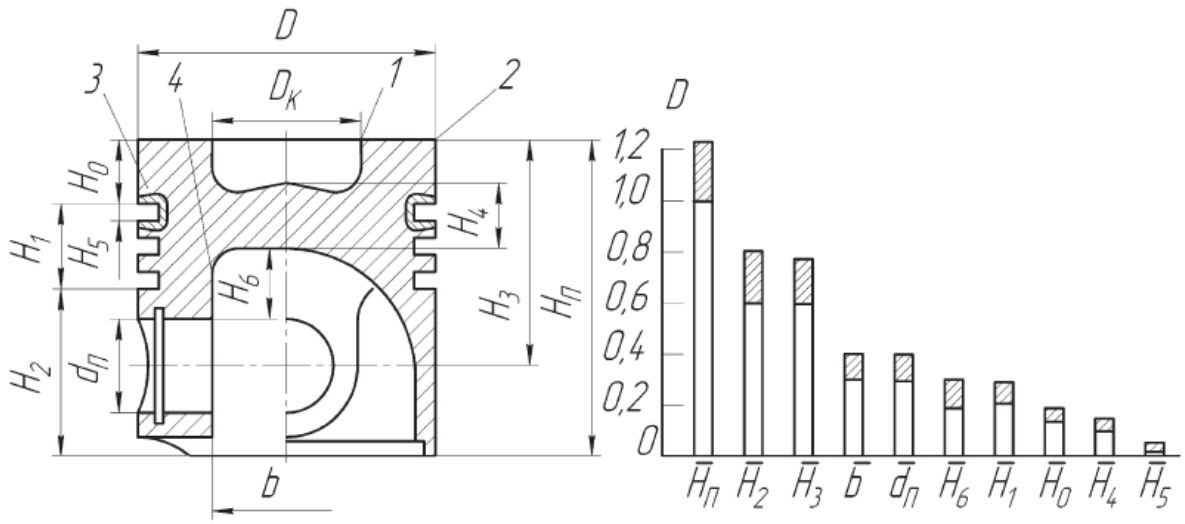
Поршнева група (ПГ) двигунів включає поршень, поршневі кільця і поршневий палець. Поршень є найбільш характерною деталлю ДВЗ, що безпосередньо реалізує його термодинамічний цикл.

Крім тиску гарячих газів, що перевищує часто 10-15 МПа, на поршень діють теплові навантаження, що пов'язані з відведенням в поршень при роботі двигуна значної кількості теплоти від гарячих газів і в результаті тертя при русі елементів поршневої групи. У швидкохідних двигунах помітною величини досягають інерційні навантаження, що викликаються зворотно-поступальним характером руху поршня зі змінним за величиною і напрямком прискоренням. При високому рівні перерахованих навантажень поршні сучасних двигунів повинні надійно функціонувати наряду з іншими елементами двигуна в межах заданого, досить тривалого терміну служби. Причому не допускається поява втомних або термоусталостних тріщин, а також значних зносів канавок поршневих кілець, бічної поверхні корпусу поршня, отворів під поршневий палець. Тому поршні сучасних двигунів виготовляються з якісних матеріалів (головним чином металів) з досить високими механічними, теплофізичними і технологічними характеристиками.

Поршні швидкохідних двигунів, в першу чергу автомобільних, мотоциклетних, авіаційних, тракторних та деяких інших типів повинні мати меншу масу і виготовлятися, як правило, з алюмінієвих сплавів, що володіють досить високими властивостями міцності і зносостійкості. Однак при зростанні середнього ефективного тиску та при використанні газотурбінного наддуву, особливо в двигунах великих розмірів, жароміцність алюмінієвих сплавів часто виявляється недостатньою. Незважаючи на застосування спеціальної системи охолодження поршня (головним чином, за допомогою масла), температуру в окремих місцях днища поршня не вдається утримати на прийнятному для алюмінієвих сплавів рівні. У такому випадку для всього поршня або його найбільш нагрітої частини (головки) використовуються більш жароміцні матеріали: чавуни, леговані сталі.

Останнім часом зріс інтерес до нетрадиційних матеріалів: конструкційної кераміці, композитам, інтерметалідів, що перевершує за деякими показниками металеві сплави.

На рис. 2.1 приведена типова конструкція поршня, що широко застосовується в різних варіантах в автомобільних і тракторних дизелях. Там же дані геометричні співвідношення для елементів поршня відомої з виробництва поршнів фірми Mahle.



1 - кромка камери згоряння; 2 - зовнішня кромка; 3 - вставка; 4 - зона бобишки

Рисунок 2.1 - Геометричні співвідношення елементів поршня з алюмінієвого сплаву автомобільного дизеля (в частках діаметра циліндра D) [1]

Поршень можна умовно розділити на три пояси в напрямку осі циліндра:

• верхній (жарової) довжиною H_0, відповідний голівці поршня і займає місце від верхньої кромки днища до першого поршневого кільця;

• ущільнювальний (місце розташування поршневих кілець) довжиною H_1;

• опорний довжиною H_2, що відповідає юбці поршня і місцем розташування поршневого пальця в тронкових двигунах.

Від значення довжини зазначених поясів поршня залежать його осьовий розмір, маса, сили інерції і багато важливих показників роботи двигуна. Так, наближення верхнього компресійного кільця до краю днища поршня зменшує шкідливий об’єм і сприяє поліпшенню економічних і екологічних показників двигуна. Однак в даному випадку умови роботи поршневих кілець стають важчими. Скорочення довжини ущільнюючого і опорного поясів веде до зменшення висоти поршня і двигуна в цілому.

Але при надмірному зменшенні перемичок між кільцевими канавками їх міцність може виявитися недостатньою. Скорочення довжини опорного пояса може погіршити умови роботи сполучення юбки поршня з циліндром, в тому числі підвищити питомі навантаження, рівень вібрації, привести до збільшення витрат мастила. Крім довжини опорного пояса, тобто довжини юбки, важлива і форма її поверхні. Циліндрична форма юбки поршня, особливо в разі поршня з алюмінієвого сплаву, не є сприятливою для роботи сполучення поршень-циліндр.

Поршні сучасних двигунів виконуються з різними профілями бічної поверхні: ступінчастими, що складаються з декількох пов'язаних конусів, криволінійними, зокрема, з бочкоподібним профілем.

Поршні з бочкоподібною формою бічної поверхні мають ряд переваг:

• можливість зменшення радіального зазору в направляючому поясі;

• зниження інтенсивності ударів поршня об стінку циліндра при перекладки, що зменшує небезпеку кавітації на охолоджуваної поверхні циліндра і рівень шуму при роботі двигуна.

У площині, перпендикулярній осі циліндра, оптимальна форма юбки поршня відрізняється від круглої, вона виконується з деякою еліптичностю. Велика вісь еліпса спрямована перпендикулярно поршневому пальцю, що компенсує при роботі двигуна підвищене розширення поршня вздовж поршневого пальця від нагрівання і тиску газів на днище.

Для зменшення витоків газу з циліндра в картер в верхніх канавках ущільнювального поясу поршня встановлюються компресійні кільця. Для

видалення зайвого мастильного матеріалу з бічної поверхні циліндра з метою перешкодити потраплянню мастила в камеру згоряння після компресійних кілець встановлюються маслознімні кільця. Число компресійних і маслоз'ємних кілець, а також розташування останніх залежить від типу і призначення двигуна. Так, в сучасних швидкохідних двигунах, наприклад автомобільних, зазвичай застосовують поршні з двома компресійними і одним маслоз'ємним кільцем.

У канавках кільця встановлюються з невеликим зазором у напрямку осі циліндра, що забезпечує необхідну рухливість кільця при роботі двигуна. Втрата рухливості кільця в канавці призводить до втрати його ущільнюючої здатності. Часто таке небезпечне явище пов'язане з надмірним зростанням температури поршня в зоні розташування кілець, що в свою чергу веде до зміни властивостей мастильного матеріалу з утворенням лаків і смол, що призводить до "зависання" кілець. Надмірна рухливість кілець в осьовому напрямку також небажана, тому що пов'язана зі збільшенням зносу канавок, особливо канавки верхнього компресійного кільця, що призводить до підвищеного рівня вібрації кільця в канавці і, в кінцевому рахунку, до його поломки. Для швидкохідних двигунів осьової зазор кільця в канавці становить близько 0,025-0,070 мм. Для запобігання зношування канавок матеріал поршня повинен володіти достатньою твердістю в робочому діапазоні температур.

Залежно від типу двигуна, рівня форсування і необхідного терміну служби застосовуються різні засоби для забезпечення працездатності зони кільцевих канавок поршня.

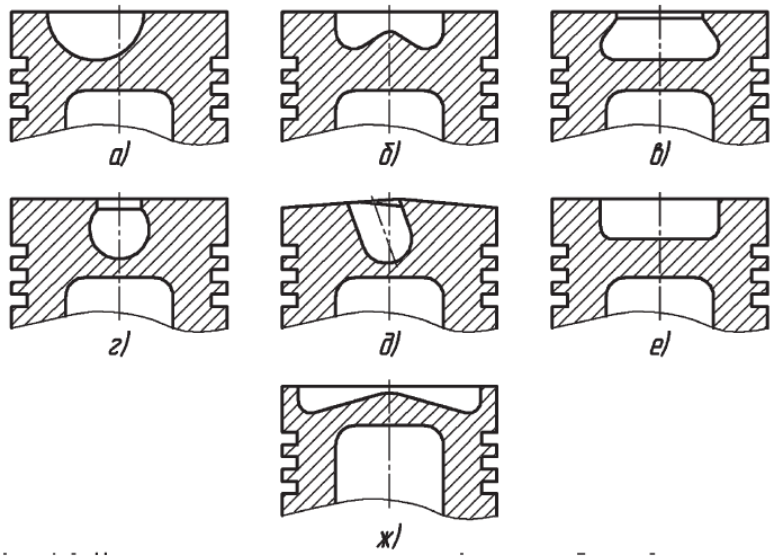
У форсованих дизелях встановлюються поршні з залитою вставкою 3 (див. Рис. 2.1) під перше, а іноді під перше і друге верхні компресійні кільця. Вставку виконують з легованої сталі, а також з аустенітного чавуну, що істотно підвищує зносостійкість кільцевих канавок.

Для надійного з'єднання вставки з корпусом поршня вона повинна самофіксуватися при тепловому розширенні. З'єднання матеріалу вставки і

поршня, виконаного з алюмінієвого сплаву, здійснюється за допомогою так званого алфін-процесу, що забезпечує зрощування металів в граничному шарі. Штамповані поршні з деформованих сплавів перевершують литі по міцності матеріалу, але в такому випадку надійне кріплення вставки пов'язано з труднощами.

На відміну від бензинових двигунів, у яких форма поверхні поршня, звернена до камери згоряння, що є близькою до плоскої, в дизелях з безпосереднім уприскуванням камера згоряння формується в голівці поршня.

На рис. 2.2 представлені камери згоряння деяких типів, що застосовуються в автомобільних і тракторних дизелях. Розташування камери згоряння в поршні, що забезпечує якісне протікання робочих процесів, ускладнює конструкцію поршня і збільшує теплову напруженість його головки, що є, як правило, найбільш нагрітим місцем поршня.

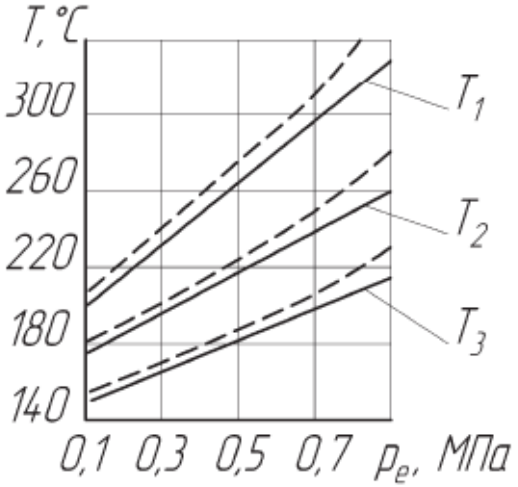


а - напівсферична; б - типу ЯМЗ; в - з гострою кромкою (типу ЦНІДІ); г - сферична (типу МАН); д - типу ДЕЙТЦ; е - типу ДАЙМЛЕР-БЕНЦ; ж-типу ГЕССЕЛЬМАН

Рисунок 2.2 - Деякі типи камер згоряння в поршнях дизелів

На рис. 2.3 показано зміна температури в окремих точках поршня з камерою типу ЦНІДІ тракторного дизеля ЧН 11/12,5 в залежності від навантаження (ефективного тиску) при частоті обертання колінчастого ваза n

= 2100 хв$^{-1}$. Температура поблизу тонкої кромки значно перевершує температури інших елементів поршня і, незважаючи на невисокий середній ефективний тиск ре, досить велика.



T_1, T_2, T_3 - відповідно температури кромки камери, зовнішнього краю поршня, зони першого поршневого кільця; ----- і - - - - температура поршня відповідно без охолодження і з охолодженням наддувочного повітря

Рисунок 2.3 - Залежність температури поршня з алюмінієвого сплаву з камерою згоряння типу ЦНІДІ від ефективного тиску (навантаження)

При заокруглення кромки радіусом 2-4 мм зменшуються швидкість обтікання її потоком газу, відведення теплоти в тіло поршня, знижуються температурний градієнт і температурні напруги. Однак при цьому зазвичай погіршується економічність двигуна. З ростом рівня форсування двигунів температура кромок камер згоряння зростає, досягаючи граничної (350° С і вище) для алюмінієвих сплавів. Для підвищення термостійкості кромку (а іноді всю поверхню камери) армують жароміцним матеріалом, застосовують напилення керамічного матеріалу або анодування поверхні поршня, що стикається з гарячими газами.

Внаслідок того, що кромка камери працює в умовах термічної втоми, армуючий матеріал повинен бути досить пластичним. Багато теплоізолюючих покриттів, що здатні витримувати високі температури в

умовах статичного навантаження, будучи крихкими, погано працюють в умовах циклічних теплових і механічних навантажень, проявляючи схильність до розтріскування. Найбільш ефективно зміцнення матеріалу поршня з алюмінієвого сплаву здійснюється додаванням коротких керамічних волокон, наприклад, Al_2O_3 розміром 0,5-1,0 мм. На відміну від звичайної заливки в кокіль застосовується лиття під тиском близько 100 МПа, що усуває пористість, яка пов'язана з введенням керамічних волокон, і покращує процес кристалізації, збільшуючи властивості міцності матеріалу. Однак така технологія пов'язана з додатковими витратами.

У зв'язку з підвищенням в сучасних двигунах тиску газів в циліндрі підвищується рівень напружень в області опор поршневого пальця (бобишках поршня). Збільшення температури в даній області поршня до 200-230 ° С знижує опір втоми алюмінієвих сплавів і підвищує небезпеку циклічних напружень від механічного навантаження, наслідком чого може бути поява тріщини в районі внутрішньої кромки бобишки зверху від отвори під поршневий палець. Для підвищення міцності бобишек отвору під поршневий палець рекомендують надавати відмінну від циліндричної спеціальну форму. За даними фірми «Mahle», це може підвищити несучу здатність бобишек в межах 5-30%. Для зменшення напруг в бобишках скорочують відстань між ними, внаслідок чого зменшується навантаження на опорну поверхню в бобишках, а також прогин поршневого пальця (рис. 2.4). Підвищенню працездатності бобишек поршня сприяє попередня пластична деформація опорних поверхонь в холодному стані.

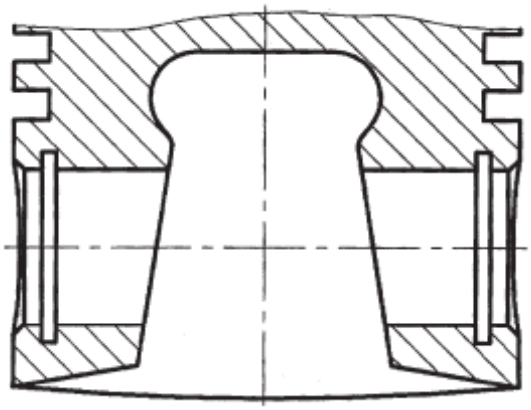


Рисунок 2.4 – Поршень зі збільшеною поверхнею бобишек

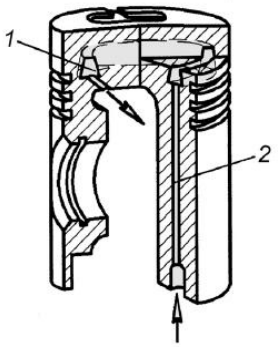
Працездатність поршневої групи забезпечується при не перевищенні температур в окремих зонах поршня деяких граничних значень, що залежать від матеріалів і конструкції елементів поршневої групи, мастильного матеріалу, що застосовується, ресурсу двигуна і ін. Наприклад, температура в районі першої поршневої канавки в разі використання мінеральних масел не повинна перевищувати 220-240 °С.

Для зниження температури головки поршня, в тому числі температури в зоні першого поршневого кільця, використовують масляне охолоджування поршнів. Залежно від рівня форсування (літрової потужності, середнього ефективного тиску) можуть застосовуватися різні способи охолодження.

У малофорсованих двигунах охолодження здійснюється масляним туманом з внутрішньої поверхні поршня. При помірних рівнях форсування днище може бути охолоджене маслом, що подається, наприклад, через стрижень шатуна в верхню головку. Однак при зростанні частоти обертання колінчастого вала двигуна ефективність охолодження з подачею масла через шатун знижується через посилення впливу поля відцентрових сил, внаслідок коливання шатуна. При підвищенні рівня середнього ефективного тиску в транспортних дизелях понад 1,0-1,2 МПа такий спосіб охолодження поршнів стає недостатнім.

У швидкохідних двигунах більш ефективне охолодження досягається подачею охолоджуючого масла через спеціальну форсунку, що нерухомо встановлено в картері двигуна. Масло з форсунки у вигляді струменя подається на внутрішню поверхню поршня. Утворена при цьому плівка стікає по внутрішній поверхні, охолоджуючи останню. Описаний спосіб охолодження широко застосовується в сучасних автомобільних двигунах.

Посилити охолодження, включаючи зону першого поршневого кільця, можна, зробивши в поршні спеціальну кільцеву порожнину 1 (рис. 2.5), що отримується при литті за допомогою використання соляних розчинних стрижнів. Форсунка, через яку масло подається на поршень, повинна надійно фіксуватися з метою забезпечення більшої подачі масла в порожнину охолодження. Прийнятна величина попадання масла в порожнину охолодження становить приблизно 80% загальної витрати масла через форсунку.



1 - кільцева порожнина; 2 - підвідний канал

Рисунок 2.5 - Схема охолодження поршня з кільцевої порожниною

У деяких випадках поршні середньооборотних двигунів з підвищеним діаметром циліндра охолоджують за допомогою залитих в головку поршня у вигляді змійовика металевих трубок (рис. 2.6) по яких циркулює масло, що подається через систему отворів в шатуні, поршневому пальці і бобишках поршня.

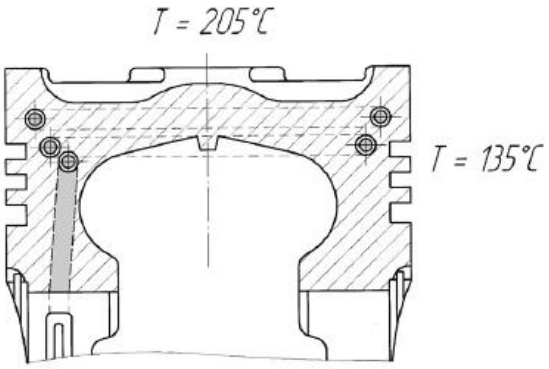
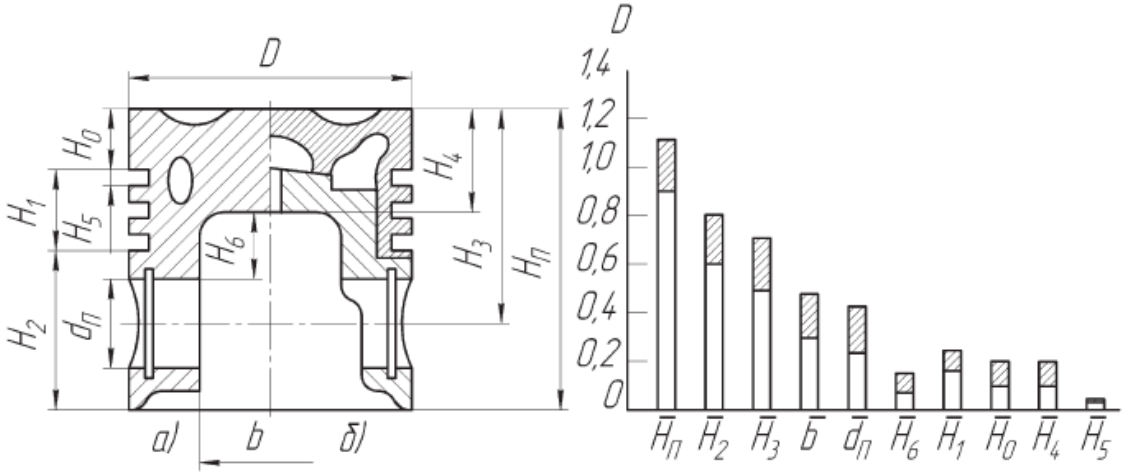


Рисунок 2.6 – Поршень з алюмінієвого сплаву зі змійовиком

Охолодження за допомогою змійовика забезпечувало задовільну роботу поршня з алюмінієвого сплаву навіть при діаметрі D = 500 мм до ре = 1,4-1,5 МПа. Ефективність охолодження залежить від коефіцієнта тепловіддачі, площі поверхні трубки, що омивається маслом, термічного опору трубки і зони контакту її з матеріалом поршня. Великі значення коефіцієнта тепловіддачі в масло відповідають великим швидкостей руху масла і підвищених температур масла. Останнє пов'язано зі зменшенням в'язкості охолоджуючого масла і, отже, настанням турбулентного режиму течії при більш низьких швидкостях потоку в змійовику. Наприклад, для змійовика діаметром 10 мм при середній температурі масла Тм, рівній 80 і 120 ° С, рекомендується швидкість масла в ньому не нижче відповідно 6 і 2 м/с. До недоліків наведеного способу охолодження відносяться технологічні труднощі, пов'язані із забезпеченням якісного з'єднання матеріалу трубки з матеріалом поршня при заливці і, головне, збереженням надійного контакту під час тривалої роботи поршня на двигуні при змінних теплових і механічних навантаженнях. Змієвикова схема охолодження внаслідок своєї складності і недостатню надійність не набула поширення.

У дизелях з досить високим середнім ефективним тиском поряд з поршнями, охолоджуваними за описаною вище схемою з порожнинних охолодженням, застосовуються складові поршні. Корпус поршня виконується з легкого сплаву (а іноді і з міцнішого матеріалу), а головка - з досить жароміцного матеріалу, наприклад, легованої сталі. На рис. 2.7

схематично представлені конструкції поршнів: монометалічного (рис. 2.7, а) і складеного (рис. 2.7, б). Там же дані деякі орієнтовні геометричні співвідношення.



а – монометалічний поршень; б - складений

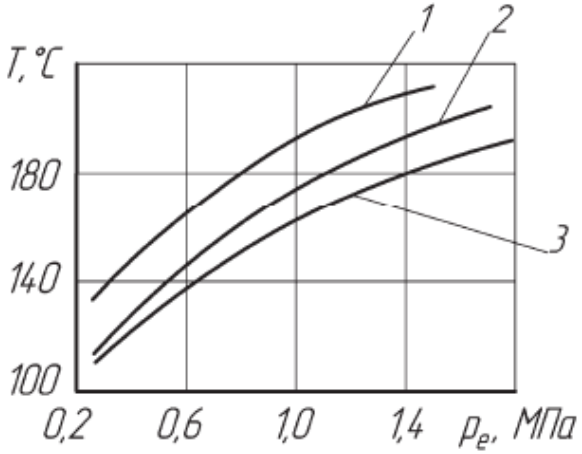
Рисунок 2.7 - Геометричні співвідношення елементів поршнів форсованих дизелів в частках діаметра D

Ефективність охолодження підвищується, коли кільцева порожнина охолодження частково заповнена маслом. В даному випадку має місце інерційне масляне охолодження, при якому за рахунок використання кінетичної енергії масла, що знаходиться в порожнині поршня при періодичних змінах знака і величини прискорення поршня, відбувається струшування або збовтування масла, що збільшує тепловіддачу від стінки порожнини в масло.

У форсованих двигунах з діаметрами циліндра, що перевищують 150-200 мм масляна порожнину вдало реалізується з складеною конструкцією поршня з подачею охолоджуючого масла в його центральну частину через шатун, що при помірних частотах обертання колінчастого вала форсованих двигунів забезпечує достатню подачу масла.

На рис. 2.8 наведені значення температури поршня середньообертового дизеля типу ЧН40/46 в зоні канавки першого компресійного кільця при різних способах охолодження. Найбільший ефект від охолодження збовтування маслом досягається приблизно при 50% -му заповненні маслом

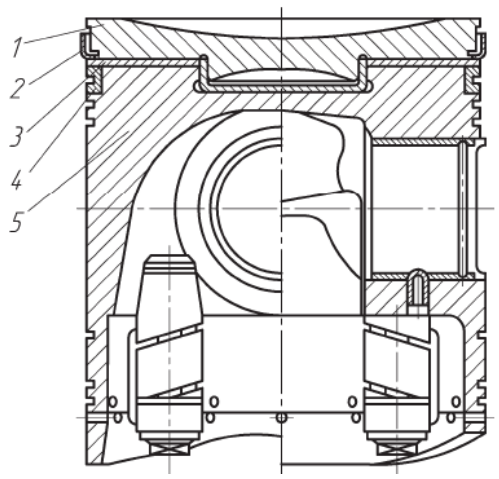
порожнини охолодження. Слід зауважити, що в дійсності зазвичай здійснюється комбінація інерційного охолодження з елементами циркуляційного.



1 - неохолоджуваного; 2- циркуляційним масляним охолодженням; 3- охолодженням збовтувати маслом

Рисунок 2.8 - Температура поршня в зоні канавки першого компресійного кільця при різних способах охолодження поршня

Внаслідок інтенсифікації охолодження ростуть непродуктивні витрати теплоти в систему охолодження двигуна. Крім того, неминуче збільшення поверхні масляних радіаторів двигуна, що не завжди прийнятно з точки зору компонування енергоустановки в цілому. У такому випадку для надійної роботи циліндропоршневої групи застосовують складові поршні (рис. 2.9), в конструкції яких використовують термоізоляцію 3 між головкою і тронковою частиною. Температура головки або жарової накладки може бути дуже високою і наближатися до середньої результуючої температурі Тг газу по тепловіддачі. Тому головка поршня повинна бути виконана з високолегованих сталей або жароміцних сплавів. Слід зазначити, що при підвищенні температури стінок камери згоряння зменшуються жорсткість процесу згоряння і тепловий потік від газу в стінки.



1 - головка; 2 - нерозрізне жарове кільце; 3 - термоізоляція; 4 - кільцетримач; 5 - корпус поршня

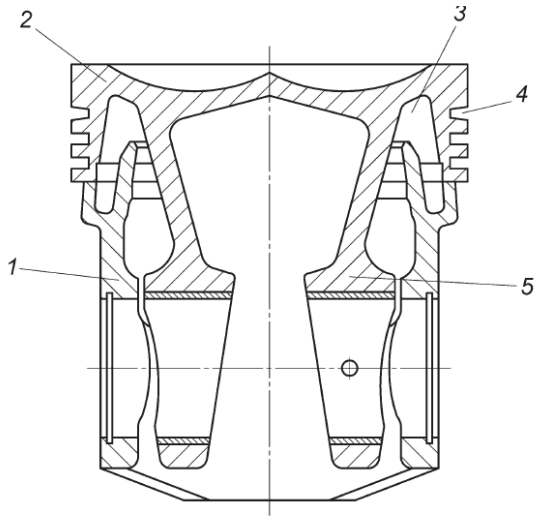
Рисунок 2.9 - Поршень з жаровою накладкою і не розрізним жаровим кільцем

Останнім часом багато уваги приділялося двигунів зі зменшеним відведенням теплоти в стінки камери згоряння, в тому числі і в днище поршня.

Поряд із існуючими в більшості випадків поршнями, виконаними з алюмінієвих сплавів, застосовуються складові конструкції з головкою поршня, виконаної з жароміцного матеріалу (наприклад, легованої сталі), і корпусом, виконаним з алюмінієвого сплаву або міцнішого матеріалу (наприклад, високоміцного чавуну). Складові поршні застосовуються в дизелях автомобілів великої вантажопідйомності і гусеничних машин з високими значеннями середнього ефективного тиску і максимального тиску цикла.

З'єднання головки і корпусу поршня здійснюється по-різному. Поряд з широко вживаними різьбовими елементами кріплення (див. рис. 2.9) використовується шарнірне з'єднання головки і юбки через поршневий палець (рис. 2.10). Така конструкція іноді називається поршнем з хитаючою юбкою, яка сприймає бокове навантаження і в значній мірі ізольована від теплових потоків, що передаються з боку камери згоряння. Наявність

масляної порожнини забезпечує прийнятну температуру головки, включаючи зону першого поршневого кільця. Слід відзначити високий рівень змінних механічної напруги в елементах, що з'єднують опори поршневого пальця з головкою поршня.



1 - алюмінієва спідниця; 2 - сталева головка; 3 - масляна порожнину; 4 - верхня кільцева канавка; 5 - стійка опори пальця

Рисунок 2.10 - Складовий поршень швидкохідного форсованого дизеля з шарнірним з'єднанням головки і юбки

Таким чином, розглянуті сучасні конструктивні рішення та технології щодо проектування поршнів будуть використані при проектуванні поршня дослідного дизеля.

3. РОЗРОБКА УДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ СПРОЕКТОВАНОГО ДИЗЕЛЯ

Як показав аналіз на базовому двигуні В-2 використовуються поршні, виготовлені штамповкою з алюмінієвого сплаву АК-21. Маса одного поршня складає 2600…2700 г. Для удосконалення поршня було спроектовано в системі SOLIDWORKS твердотильну модель базового поршня, що показано на рис. 7.12.

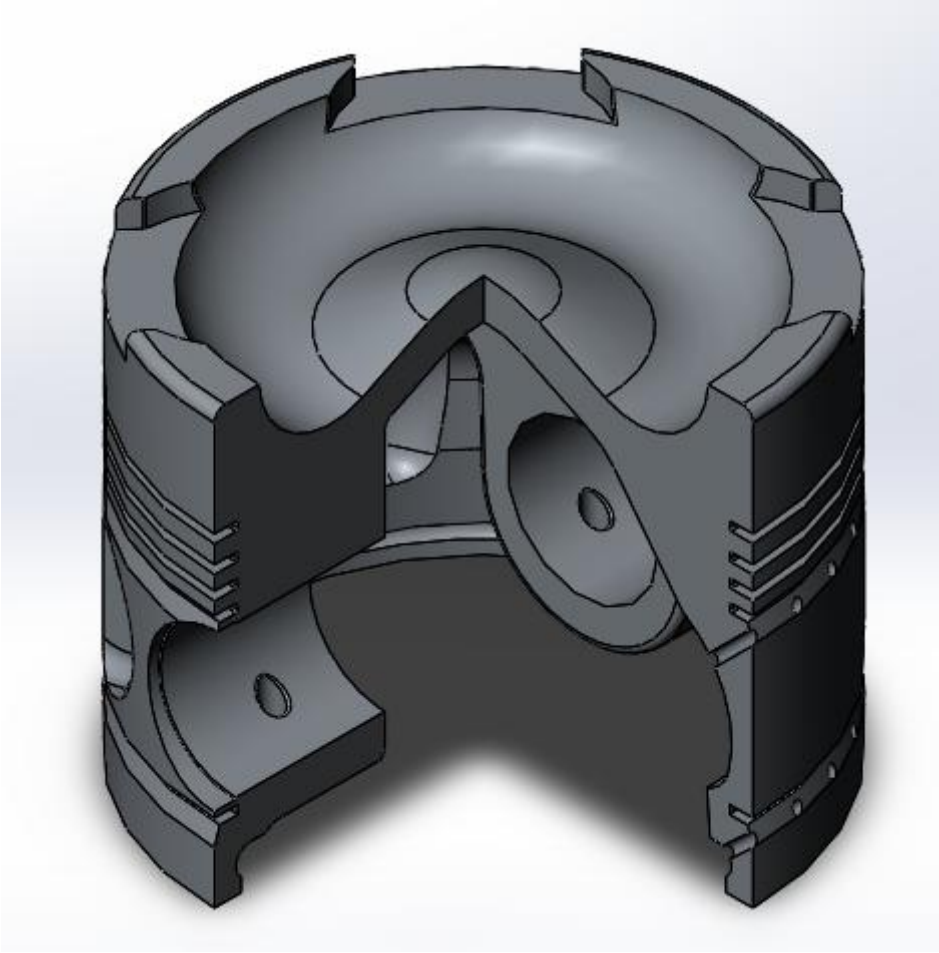


Рисунок 3.1 – Поршень дизеля В-2

Враховуючи, що маса поршневого комплекту суттєво впливає на величину сил інерції мас, які рухаються поступально та відбивається на зовнішній неврівноваженості двигуна, а також те, що ця конструкція поршня була розроблена біля 40 років тому, має сенс провести дослідні роботи з її осучаснення та з метою зменшення маси тощо.

З урахуванням проведеного аналізу конструкції базового поршня та аналізу сучасних підходів до розробки поршнів запропонована конструкція поршня, що зображено на рисунку 3.2.

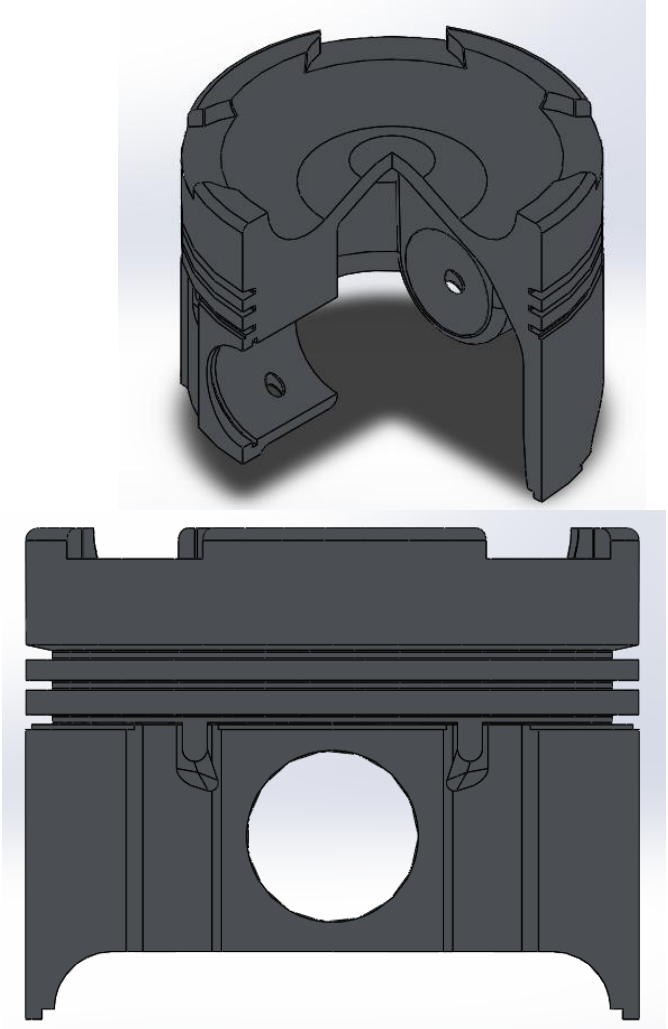


Рисунок 3.2 – Концепція поршня, що пропонується для проектованого дизеля

В результаті обчислено, що є можливість зменшити масу поршня на 20% (до 2050 г).

4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО СТАНУ ПОРШНЯ

Вогневе донце поршня є однією за найбільш термічно-навантажених елементів конструкції поршня. У зв'язку з не стаціонарністю процесів та особливостями конструкції поршня, що впливають на рух робочого тіла, відбувається нерівномірний нагрів поверхонь донця поршня.

При розрахунку ГУ для камери згоряння двигунів з діаметром поршня 120 мм і вище для визначення граничних умов пропонується описаний нижче метод. Основні зони задання граничних умов – наведено на рис. 4.1:

Розрахунок виконано за методикою [9].

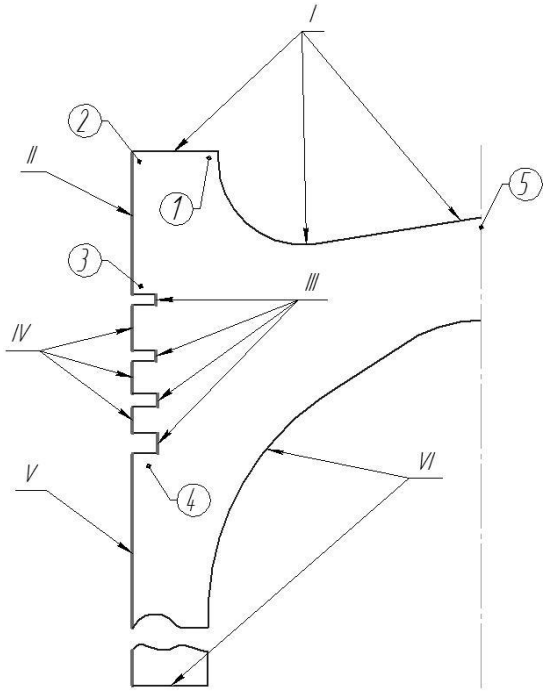


Рисунок4.1 – Основні зони задання ГУ

Задання ГУ для зони I

У зоні вогневої поверхні днища поршня, кВт/(м^2·К)

$$\alpha_{\text{I}} = \left(a + b \cdot l + c \cdot l^2\right) \cdot \left(0,5 + 0,027 \cdot N_{Л}\right),$$

де l – поточна координата довільної вогневої поверхні днища поршня, що відраховується від осі КЗ, мм.

$N_Л$ – літрова потужність двигуна, кВт.

Коефіцієнти *a, b, c* варто знаходити із системи трьох рівнянь, у яких задаються значення *a* для трьох характерних точок поршня.

$$\begin{cases} \alpha_{I.5} = \left(a + b \cdot l_5 + c \cdot l_5^2\right) \cdot \left(0,5 + 0,027 \cdot N_Л\right) \\ \alpha_{I.1} = \left(a + b \cdot l_1 + c \cdot l_1^2\right) \cdot \left(0,5 + 0,027 \cdot N_Л\right) \\ \alpha_{I.2} = \left(a + b \cdot l_2 + c \cdot l_2^2\right) \cdot \left(0,5 + 0,027 \cdot N_Л\right) \end{cases},$$

де де $l_5 = 0$; $l_1 = 62,5$ мм; $l_2 = 75$ мм (знаходиться за вихідними даними та кресленником поршня);

$N_Л = 18,56$ кВт.

Для початкової точки зони 1 при l = 0 (точка 5 на рисунку 7.1) у поршні з відкритою КЗ приймається $\alpha_{I,5}$ = 0,3 кВт/(м^2·К). Для кромки КЗ у поршні (точка 1) $\alpha_{I,1}$ = 0,5 кВт/(м^2·К). Для кінцевої точки зони, при $l = l_{max}$ (точка 2) у поршнях з відкритою КЗ $\alpha_{I,2}$ = 0,25 кВт/(м^2·К).

Тоді, при підстановці коефіцієнтів, система набуває наступного вигляду:

$$\begin{cases} 0,3 = a \cdot \left(a + b \cdot l_5 + c \cdot l_5^2\right) \cdot 1; \\ 0,5 = \left(a + b \cdot l_1 + c \cdot l_1^2\right) \cdot 1; \\ 0,25 = \left(a + b \cdot l_2 + c \cdot l_2^2\right) \cdot 1. \end{cases}.$$

Рішенням системи є наступні значення змінних:

$$\begin{cases} a = 0,3; \\ b = 2,23 \cdot 10^{-2}; \\ c = -3,09 \cdot 10^{-4}. \end{cases}.$$

Температура середовища, що визначає процес теплообміну між робочим тілом і поверхнею КЗ. Для відкритої КЗ дизеля без проміжного охолодження повітря використають наступну залежність:

$$t_{сер\,\mathrm{I}} = \left(760 + 9,756 \cdot N_{Л}\right) = \left(760 + 9,756 \cdot 18,56\right) = 941\ ^{\circ}\mathrm{C} = 1314\ \mathrm{K}.$$

Задання ГУ для зони II

Уздовж зони II α_{II} = const і визначається за формулою:

$$\alpha_{\mathrm{II}} = 0,1 + 0,054 \cdot N_{Л} = 0,1 + 0,054 \cdot 18,56 = 1,1.$$

Зміна значення температури для цієї зони задається лінійним законом так, що на початку зони з боку КЗ (точка 2):

$$t_{сер\,\mathrm{II.2}} = \frac{t_{сер\,\mathrm{I}}}{2} = \frac{941}{2} = 470,5^{\circ}\mathrm{C} = 743,5\mathrm{K}.$$

А наприкінці зони біля верхнього поршневого кільця (ПК) (точка 3):

$$t_{сер\,\mathrm{II.3}} = t_{сер\,\mathrm{III.1пк}},$$

де $t_{сер\,\mathrm{III.1пк}}$ – умовна температура середовища в зоні верхнього ПК.

Задання ГУ для зони III

В зоні III для канавки верхнього кільця прийнято $\alpha_{\mathrm{III.1пк}} = 16\ \text{кВт}/\left(\text{м}^2 \cdot \text{К}\right)$.

Для другого кільця $\alpha_{\mathrm{III.2пк}} = 12\ \text{кВт}/\left(\text{м}^2 \cdot \text{К}\right)$.

Відповідна температура середовища для відкритої КЗ дизеля без проміжного охолодженням повітря:

$$t_{сер\,\mathrm{III}} = K_{ТШ} \cdot \left(0,725 + 0,0149 \cdot N_{Л}\right),$$

де для поршнів з відкритою КЗ коефіцієнт $K_{ТШ}$ на ділянці першого кільця $K_{ТШ1пк} = 220$ град/(кВт/л), а на ділянці другого $K_{ТШ2пк} = 200$ град/(кВт/л).

Для третього і четвертого поршневих кілець приймають:

$$\alpha_{III.3пк} = 6 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$
$$\alpha_{III.4пк} = 3 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$
$$t_{сер III.3пк} = 145 \text{ °C} = 418 \text{ К};$$
$$t_{сер III.3пк} = 135 \text{ °C} = 408 \text{ К}.$$

Задання ГУ для зони IV

У зоні IV $\alpha_{IV} = 0,5$ кВт/(м^2 · К), а температура змінюється за лінійним законом, та враховується як середнє арифметичне температур поршневих кілець, що сполучено цією поверхнею:

$$t_{сер IV} = \frac{t_{сер III.1пк} + t_{сер III.2пк} + t_{сер III.3пк} + t_{сер III.4пк}}{4}.$$

Задання ГУ для зони V

Для зовнішньої бічної поверхні тронку поршня приймається $\alpha_V = 0,5$ кВт/(м^2 · К), а температура $t_{сер V} = 110$ °C = 383 К.

Задання ГУ для зони VI

У зоні VI для поршнів зі струминним охолодженням $\alpha_{VI} = 2,2$ кВт/(м^2 · К) та $t_{сер VI} = 95$ °C = 368 К.

При відсутності масляного охолодження – $\alpha_{VI} = 0,5$ кВт/(м^2 · К) та $t_{сер VI} = 110$ °C = 383 К.

Результатами розрахунків граничних умов наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку ГУ по зонах поршня

№	Зона поршня	Точка/поточна координата *l*, мм	Коефіцієнт тепловіддачі α, кВт/(м^2·К)	Температура, К
			$N_л$ = 18,56 кВт	$N_л$ = 18,56 кВт
1	I	0 (точка I.5)	0,3	1314
2		7	0,442538	
3		14	0,554762	
4		21	0,636671	
5		28	0,688265	
6		35	0,709545	
7		42	0,70051	
8		49	0,661161	
9		56	0,591496	
10		62,5(точка I.1)	0,500	
11		65,5	0,448463872	
12		68,5	0,391695744	
13		71,5	0,329359616	
14		75(точка I.2)	0,25	
15	II	точка II.2	1,1	760,7
16		точка II.3		494,0
17	III	1 п.к.	16	494
18		2 п.к.	12	473,3
19		3 п.к.	6	418,0
20		4 п.к.	3	408,0
21	IV		0,5	448,3
22	V		0,5	383,0
23	VI		0,5	383,0

За результатами розрахунків та графіків розподілу температур та коефіцієнту тепловіддачі по всім поверхням поршня проведено дослідження теплонапруженості поршня за допомогою програми SolidWorks Simulation.

Для виконання розрахунку створюємо нове дослідження, де обираємо виконання теплового розрахунку. Для кожної зони поршня серед навантажень обираємо «конвекція» та задаємо граничні умови. При виконанні розрахунку у середовищі САПР значення температури повинні бути задані за шкалою Кельвіна.

Порівняльні результати розрахунку базового поршня та розробленого наведені на рис. 4.2 - 4.3.

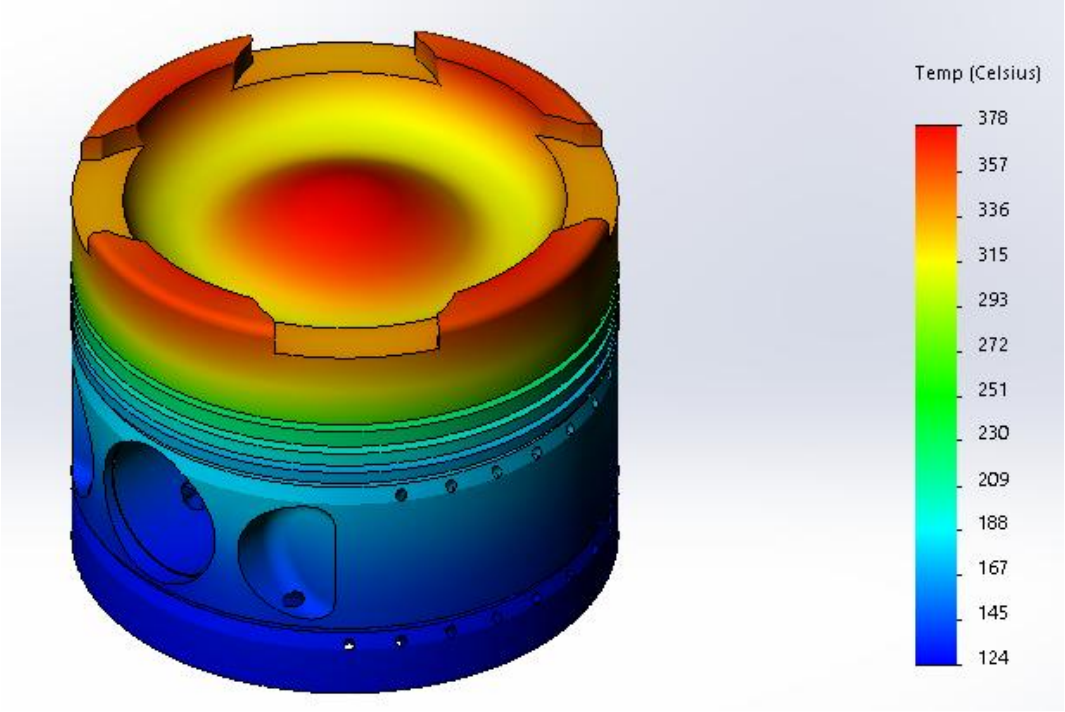


Рисунок 4.2 – Результати розрахунку теплового стану поршня розробленого поршня

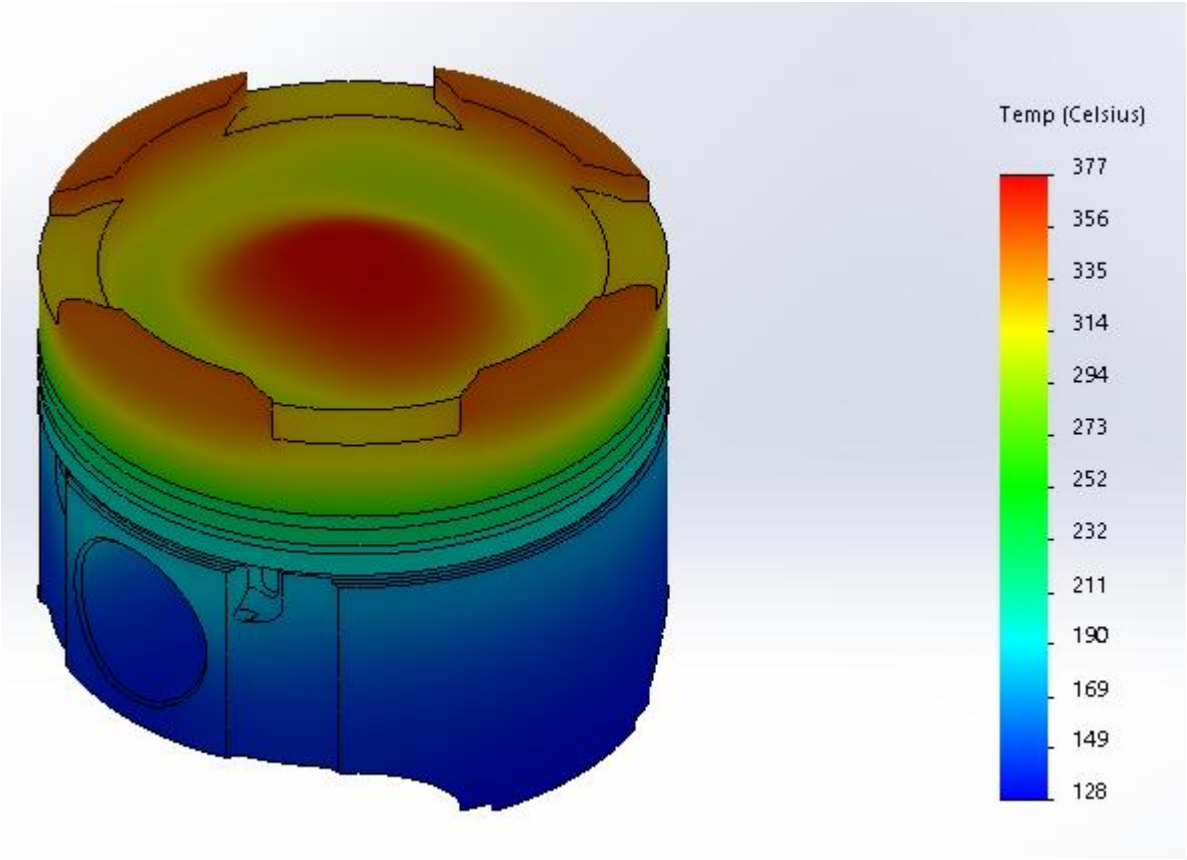


Рисунок 4.3 – Результати розрахунку теплового стану поршня розробленого поршня

Порівнюючи результати розрахунку видно, що тепловий стан поршня не змінився. Максимальна температура дорівнює 377-378° С на донишку поршня. Такі температури для поршня з алюмінієвого сплаву є не припустимими. Слід зазначити, що отримані результати температур будуть тільки порівнюватися між собою, нам не важливо знати абсолютні значення. Крім того, граничні умови, були задані з використанням методичних вказівок [2], які рекомендовані для поршнів діаметром 120мм і нижче, а також для камер згорянн, що мають більшу глубину. Тому ми будемо лише порівнювати температури поршнів, між базовим та розроблений, та оцінюватимо модифікований за критерієм «не гірше» за базовий.

За допомогою кінцево-елементної математичної моделі виконано розрахунки механічного навантаження поршня та визначені механічні напруження, що мають місце у матеріалі поршня при його роботі. Результати наведені на рис. 4.4-4.5.

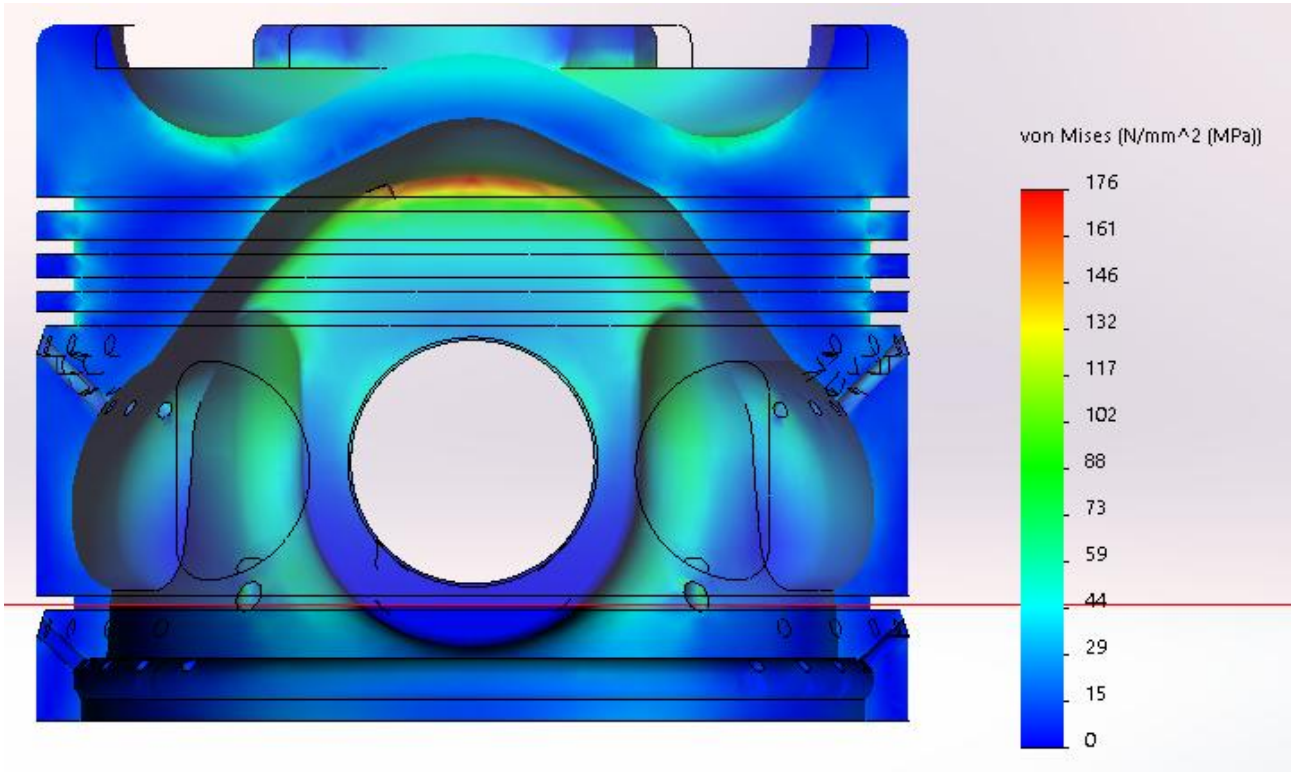


Рисунок 4.4 – Механічні напруження базового поршня

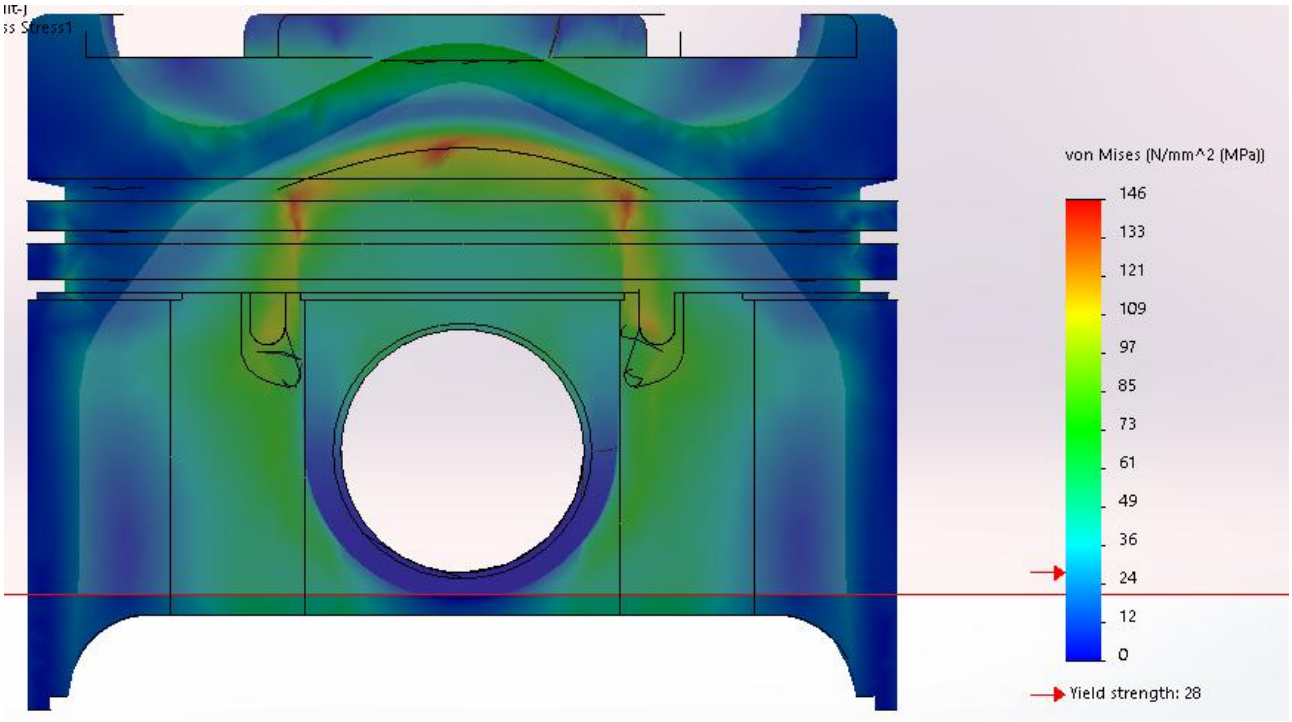


Рисунок 4.5 – Механічні напруження розробленого поршня

Як видно з наведених результатів, таке вдосконалення конструкції має деякі виявлені недоліки, а саме: збільшуються напруження в зоні бобишки поршня, проте максимальні напруження зменшуються.

Відповідно до проведених розрахунків можемо зробити висновок про працездатність конструкції поршня. Найбільша температура поршня складає 377°С, це нормально для обраного нами матеріалу поршня (сплав АЛ-25), відповідно поршень буде працездатним. Механічні напруження також знаходяться в межах допустимих значень.

ВИСНОВОК

Проаналізована поршнева група базового двигуна. Як показав аналіз на базовому двигуні В-2 використовуються поршні, виготовлені штамповкою з алюмінієвого сплаву АК-21. Маса одного поршня складає 2600…2700 г. Ця конструкція поршня була розроблена біля 40 років тому, має сенс провести дослідні роботи з її осучаснення та з метою зменшення маси тощо. Для удосконалення поршня було спроектовано в системі SOLIDWORKS твердотильні моделі базового поршня та, з урахуванням сучасний підходів до розробки поршнів, модифікованого поршня. В результаті обчислено, що є можливість зменшити масу поршня на 20% (до 2050 г).

Проведено дослідження теплового навантаження поршня за допомогою програми SolidWorks Simulation. За допомогою кінцево-елементної математичної моделі виконано розрахунки механічного навантаження поршня та визначені механічні напруження, що мають місце у матеріалі поршня при його роботі.

Порівняння результатів розрахунку показало, що тепловий стан поршня не змінився. Максимальна температура дорівнює 377-378° С на донишку поршня. Такі температури для поршня з алюмінієвого сплаву є не припустимими. Слід зазначити, що отримані результати температур тільки порівнювалися між собою, нам не важливо знати абсолютні значення. Крім того, граничні умови, були задані з використанням методичних вказівок, які рекомендовані для поршнів діаметром 120мм і нижче, а також для камер згоряння, що мають більшу глубину. Тому порівнюючи температури поршнів, між базовим та розробленим, модифікований є «не гіршим» за базовий.

Механічні напруження також знаходяться в межах допустимих значень.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Чайнов, Н. Д.Конструирование и расчет поршневых двигателей : учебник для вузов/ Н. Д. Чайнов, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков ; под ред. Н. Д. Чайнова. - Москва: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. - 536 с.
2. Методичні вказівки до розрахункової роботи з дисципліни «Теплообмін у ДВЗ» для студентів спеціальності 142 Енергетичне машинобудування / Уклад. В.О. Пильов, О.Ю. Ліньков, О.В. Триньов. - Харків: НТУ «ХПІ», 2020. - 28с.