

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ

Інститут Гідротехнічного будівництва та цивільної інженерії
Кафедра машинобудування



МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проекту
з навчальної дисципліни
ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

для студентів, що навчаються за Освітньо-професійною програмою
«Галузеве машинобудування»
з підготовки бакалаврів із галузі знань 13 – «Механічна інженерія»
за спеціальністю 133 – «Галузеве машинобудування»

Одеса - 2021

УДК 69.002.5

«ЗАТВЕРДЖЕНО» Вченою
Радою Інституту «Гідротехнічного
будівництва і цивільної інженерії»
протокол № .

Укладач: к.т.н., доцент кафедри машинобудування Мацей Р.О.,
к.т.н., доцент кафедри машинобудування Целікова А. С.

Рецензенти: к.т.н., доцент кафедри «Автомобільний транспорт» ОНПУ Чабан
С.Г.

У методичних вказівках наведені: схеми, графіки, перелік рекомендованих тем, вимоги до структури, змісту, обсягу та правила оформлення індивідуальної роботи студентів у виді курсового проекту з дисципліни Двигуни внутрішнього згоряння.

Відповідальний за випуск:

зав. кафедри машинобудування к.т.н., доц. Бондаренко А. Є.

ЗМІСТ

Склад та правила оформлення курсового проекту.....	4
Вступ.....	5
1. Загальні положення.....	8
1.1 Мета курсового проектування.....	8
1.2 Об'єм і зміст курсового проекту.....	9
1.3 Завдання на проектування.....	10
2. Кінематичний і динамічний розрахунок елементів хитневого механізму двигунів внутрішнього згоряння.....	10
2.1 Вихідні дані до розрахунку.....	10
2.2 Переміщення поршня.....	11
2.3 Швидкість поршня.....	12
2.4 Прискорення поршня.....	12
2.5 Визначення сил інерції деталей хитневого механізму.....	13
3. Розрахунок висоти камери згоряння у поршні.....	16
4. Розрахунок деталей хитневого механізму на міцність.....	17
4.1 Поршень.....	18
5. Розрахунок деталей хитневого комплекту.....	29
5.1 Поршнева головка хитня.....	29
5.2 Кривошипна головка хитня.....	33
5.3 Стержень хитня.....	35
Список використаних джерел.....	38
Додаток А.....	40
Додаток Б.....	41

Склад та правила оформлення курсового проекту

До складу курсового проекту входить розрахунково-пояснювальна записка обсягом 25-30 сторінок, що виконується на одному боці аркуша стандартного формату А4. Титульний аркуш записки оформляється за встановленою формою (додаток А). Після титульного аркуша розміщується зміст записки та вихідні данні на курсову роботу. В основній частині записки при необхідності наводяться схеми, таблиці, рисунки, графіки і посилання на використані літературні джерела. В кінці пояснювальної записки наводиться список використаних літературних джерел і нормативних документів. Записка повинна бути оформлена відповідно до вимог ДСТУ 3008-95 [15]. Сторінки роботи слід нумерувати арабськими цифрами, додержуючись наскрізної нумерації впродовж усього тексту. Розділи роботи слід нумерувати арабськими цифрами без крапки (наприклад: 1; 2; 3 і т.д.), підрозділи повинні мати порядкову нумерацію в межах кожного розділу. Номер підрозділу складається з номера розділу і порядкового номера підрозділу, між якими ставлять крапку (наприклад: 1.1; 1.2 і т.д.). Після номера підрозділу крапку не ставлять. Такий же принцип використовується і при нумерації пунктів і підпунктів. Ілюстрації (креслення, рисунки, схеми, графіки) слід розташовувати відразу після згадки про них у тексті. Якщо вони не поміщаються, то на наступній сторінці. Не допускається розміщувати рисунки, схеми, графіки на які немає посилань в тексті. Нумерувати ілюстрації слід арабськими цифрами порядковою нумерацією в межах розділу. Номер ілюстрації складається з номера розділу і порядкового номера ілюстрації (наприклад «рисунок 3.2» означає: рисунок 2 в розділі 3). Таблиці розташовуються після тексту, де наводиться на них посилання. Номер таблиці складається з номера розділу і порядкового номера таблиці, наприклад, таблиця 2.1 (таблиця перша з розділу 2). В кінці пояснювальної записки ставиться дата виконання роботи і підпис студента.

ВСТУП

В нашій країні передбачається подальше підвищення рівня механізації і автоматизації будівництва, що обумовлює кількісне зростання парку будівельно-дорожніх машин і автотранспортних засобів, ефективне використання яких неможливо без технічно обґрунтованих методів експлуатації їх механізмів, систем і енергетичних установок. Виконання цих задач потребує від фахівців, які пов'язані зокрема з експлуатацією двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), глибоких знань з теорії, конструкції і розрахунку ДВЗ. При складанні цих вказівок використані знання таких дисциплін як "Теоретична механіка", "Теорія механізмів і машин", "Опір матеріалів", "Деталі машин", "Експлуатаційні матеріали та економія паливо-енергетичних ресурсів", "Конструкційні матеріали", "Автотранспортні засоби". В методичних вказівках укладачі використовували матеріали які надані в літературних джерелах [1, 2, 6, 7, 10, 11, 16] по призначенню, будові і розрахунку та проектуванню ДВЗ для виконання курсової роботи по дисципліні "Двигуни внутрішнього згоряння". Матеріал, що представлений у методичних вказівках можна використовувати також при виконанні відповідних розділів дипломного проекту. В двигунах внутрішнього згоряння механізмом який працює в найбільш складних експлуатаційних умовах є хитневий механізм. Тому при вивченні розділу "Двигуни внутрішнього згоряння" дисципліни "Автотранспортні засоби" особливу увагу слід приділити вивченню параметрів, що впливають на його працездатність і критеріїв працездатності. При традиційному підході конструювання двигунів внутрішнього згоряння, розрахунку деталей двигуна передую розрахунок робочого процесу з якого виявляються основні параметри хитневого механізму з метою їх подальшого використання для конструктивного пророблення двигуна. Після цього переходять в залежності від прийнятого критерію працездатності до визначення напружень чи питомих тисків в його деталях і порівняння розрахункових параметрів з допустимими, з'ясовуючи запас їх міцності. Показники допустимих напружень, що надані в літературних джерелах, визначені на основі аналізу статистичного матеріалу,

отриманого в процесі експлуатації та наукового і інженерного дослідження роботи двигунів внутрішнього згорання. Розрахунок хитневого механізму виконують для визначення сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів і сил інерції на номінальному режимі роботи двигуна, як найбільш навантаженому. Аналіз сил, що діють у хитневому механізмі, необхідний для розрахунку деталей двигуна на міцність, зносостійкість і т.п. Силовому розрахунку передують кінематичний і динамічний розрахунок, задачею яких є визначення аналітичних залежностей переміщення, швидкості і прискорення деталей хитневого механізму від кута повороту колінчастого вала. Протягом кожного робочого циклу сили, що діють на хитневий механізм, безупинно змінюються за величиною і напрямком, тому їхні значення зручно визначати в залежності від кута повороту колінчастого вала двигуна. Точно розрахувати деталі двигуна на міцність і за другими основними критеріями працездатності не представляється можливим через те, що під час його роботи вони піддаються перемінним силовим, температурним і іншим чинникам, що змінюються у широких межах як за величиною, так і за знаком. При цьому істотно змінюються у часі і показники, що характеризують властивості експлуатаційних та конструктивних матеріалів і зокрема складових деталей хитневого механізму. Тому показники допустимих напружень чи питомих тисків розраховані із залученням принципів теорії вірогідності. Багато деталей рухового механізму двигуна мають складну форму, що представляє значні труднощі розрахунку їх напружено-деформованого стану від силових, температурних і інших чинників, що роблять взаємозв'язаний вплив на працездатність хитневого механізму. В зв'язку з цим вивчення впливу основних чинників на навантажувальну здатність найбільш відповідального механізму силових установок будівельно-дорожніх машин і забезпечення міцності та зносостійкості деталей хитневого механізму, що сприймають ці навантаження, займає важливе місце для впровадження правильної організації робіт по діагностики, регулюванню і технічному обслуговуванню двигунів внутрішнього згорання автомобільної техніки.

У методичних вказівках висвітлені питання взаємозв'язку основних конструктивних чинників та їх впливу на характер і формування експлуатаційних показників роботи хитневого механізму. Розглянута методика оцінки напружено-деформованого стану деталей хитневого механізму ДВЗ на основі прийнятих в літературних джерелах критеріїв працездатності та тенденції і напрями його модернізації і удосконалення, що обумовлені сучасними вимогами до автомобільної техніки. Дані методичні вказівки дозволять студентам отримати знання про конструктивні особливості і основні принципи роботи хитневого механізму і двигунів в цілому з урахуванням виконання вимог по ефективному забезпеченню параметрів їх працездатності та надійності, що регламентовані їх технічною документацією. Приведені методики розрахунків максимально адаптовані до існуючих способів аналізу працездатності хитневого механізму і тому можуть бути застосовані як до енергетичних установок дорожньо-будівельних машин так і для двигунів внутрішнього згоряння автотранспортних засобів.

1. Загальні положення

1.1 Мета курсової роботи

Курсова робота передбачає:

- закріпити, поглибити і узагальнити знання, отримані студентами при вивченні призначення, будови і конструктивних особливостей механізмів і систем автомобільних двигунів у сполученні зі знаннями, здобутими із загально технічних і спеціальних дисциплін у їхньому практичному застосуванні до розрахунку, діагностики та організації прогресивних методів технічної експлуатації і обслуговування ДВЗ;
- придбати і розвинути творчі інженерно-конструкторські навички виконання інженерних розрахунків, що дозволить найглибше зрозуміти конструктивні особливості будови двигунів внутрішнього згоряння і їх взаємозв'язаний вплив на показники міцності, зносостійкості і надійності деталей хитневого механізму;
- розвинути навички користування довідковою літературою з метою аналізу і узагальнення матеріалів, що публікуються в довідковій та технічній літературі по організації доцільних способів експлуатації ДВЗ;
- набути досвіду з складання і використання комп'ютерних програм при розрахунку кінематики, динаміки і міцності механізмів двигунів внутрішнього згоряння і їх систем.

В курсовій роботі щодо хитневого механізму двигунів внутрішнього згоряння ставиться задача розрахувати показники основних чинників навантаження і міцності, що впливають на роботу здатність рухового (хитневого) механізму і порівняти їх з допустимими на основі прийнятих в технічній літературі існуючих критеріїв.

1.2 Об'єм і зміст курсової роботи складають:

Розрахунково-пояснювальна записка, що включає:

- титульний лист;
- зміст;
- вступ;
- завдання на проектування;
- кінематичний і динамічний розрахунок елементів хитневого механізму ДВЗ:
 - визначення швидкості поршня;
 - визначення прискорення поршня;
 - визначення сил інерції деталей хитневого механізму;
- розрахунок висоти камери згоряння у поршні;
- розрахунок днища поршня на вигин;
- розрахунок напруження стиснення стінки головки поршня;
- розрахунок напруження розтягування стінки головки поршня в перетині з масляними отворами;
- визначення питомого тиску на юбку поршня від максимальної бічної сили;
- розрахунок поршневого пальця на вигин, зсув і овалізацію;
- визначення середнього тиску поршневого кільця на стінку циліндра;
- визначення напруження вигину поршневого кільця в перетині протилежному замку при надяганні кільця на поршень і в робочому стані;
- визначення напруження поршневої головки хитня від розтягуючої сили інерції;
- визначення напруження від посадки з натягом бронзової втулки з поршневою сталевією головкою хитня;
- визначення напруження вигину кривошипної головки хитня в середньому перетині;
- розрахунок стержня хитня в середньому перетині від дії сумарної сили (газової і сили інерції) на номінальному режимі роботи двигуна внутрішнього згоряння.
- висновки і використана література

1.3 Завдання на проектування

У завданні на курсову роботу розглядається розрахунок основних деталей хитневого механізму дизельних двигунів оскільки саме дизелі широко використовуються як силові установки будівельно-дорожніх машин і вантажних автомобілів. Типові завдання на курсові проекти наведені в додатку Б і визначаються по таблиці відповідно до номера варіанту, вказаного керівником курсової роботи. Проте можуть бути запропоновані і інші індивідуальні завдання на проектування, що випливають із практичних задач які студентам прийшлося вирішувати у процесі виробничої практики, чи пов'язані з їх виробничою чи іншою діяльністю при вирішенні задач експлуатації чи модернізації ДВЗ. У цьому випадку студент, за узгодженням із керівником курсової роботи, одержує індивідуальне завдання, що затверджене завідувачем кафедри.

2. Кінематичний і динамічний розрахунок елементів хитневого механізму двигунів внутрішнього згоряння

2.1 Вихідні дані до розрахунку

При дослідженні хитневого механізму на номінальному режимі роботи припускають, що кутова швидкість обертання колінчастого валу $\omega = \text{const}$, тому всі кінематичні і динамічні чинники зручно виражати у функції його кута повороту φ як параметра. Далі розглядаються параметри аксіального хитневого механізму поршневого ДВЗ. Для дезаксіальних хитневих механізмів при невеликих значеннях дезаксіала результати розрахунку приблизно такі ж, як і для аксіальних [11]. На рис.2.1 зображена схема хитневого механізму, де: R - радіус кривошипа колінчастого валу; S - хід поршня; L - довжина хитня ; параметр $\lambda = R/L$ - відносна довжина хитня ; φ - кут повороту колінчастого валу; β - кутовий параметр; x - переміщення поршня упродовж осі циліндра.

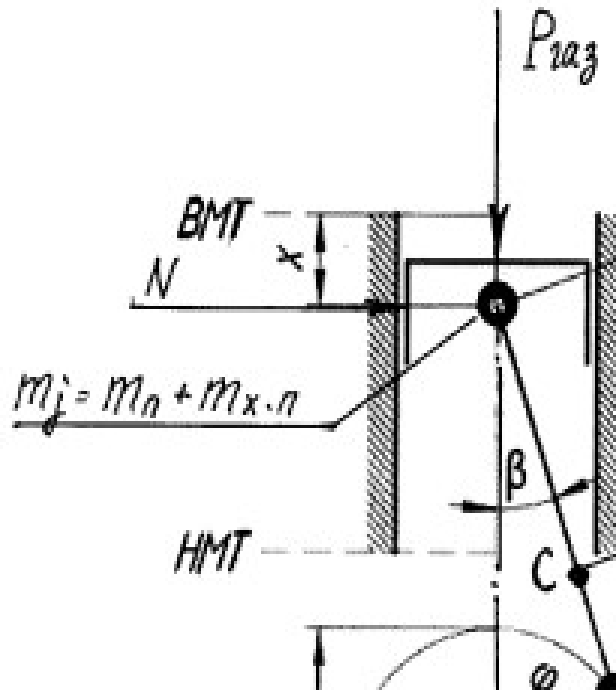


Рисунок 2.1 Схема для визначення кінематичних, динамічних і силових характеристик хитневого механізму

2.2 Переміщення поршня

За вихідне положення поршня приймають його положення у верхній мертвій точці (ВМТ). Відповідне значення кутового параметра $\varphi = 0$ приймають на початку процесу впуску.

При повороті кривошипа на кут φ° , переміщення поршня x , від його початкового положення у ВМТ визначається залежністю (рис.2.1):

$$x = R[(1 - \cos \varphi) + (1 - \cos \beta) / \lambda], \quad (2.1)$$

де параметр β – кут відхилення осі хитня від осі циліндра.

Для розрахунків зручніше користуватися виразом у якому переміщення поршня є функцією тільки одного параметра φ . З достатнім для практичних розрахунків ступенем точності такий вираз отримують при заміні в формулі (2.1)

значення :

$$\cos \beta = 1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi / 2 - \lambda^4 \sin^4 \varphi / 8 - \dots \quad (2.2)$$

тільки першими двома членами ряду.

Шляхом перетворень одержуємо залежність для x у вигляді:

$$x = R[(1 - \cos \varphi) + \lambda(1 - \cos 2\varphi)/4], \quad (2.3)$$

2.3 Швидкість поршня

Рівень швидкості поршня отримаємо шляхом диференціювання залежності переміщення (2.3) за часом

$$v = R \cdot \omega (\sin \varphi + \lambda \cdot \sin 2\varphi / 2), \quad (2.4)$$

де ω - кутова швидкість колінчастого валу (рад/с), що дорівнює:

$$\omega = \pi \cdot n / 30, \quad (2.5)$$

де n -частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} .

При русі поршня від верхньої мертвої точки (ВМТ) до нижньої мертвої точки (НМТ) максимальне значення швидкості поршня досягається при куті повороту кривошипа φ декілька менше 90° , а при русі в зворотному напрямку – при куті φ декілька більше 270° .

2.4 Прискорення поршня

Прискорення поршня визначається як похідна від його швидкості за часом:

$$j = R \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \quad (2.6)$$

Поршень має максимальне значення прискорення при $\varphi = 0^\circ$ і $\varphi = 360^\circ$ і розраховується по формулі:

$$j_{\max} = R\omega^2(1 + \lambda), \quad (2.7)$$

2.5 Визначення сил інерції деталей хитневого механізму

Вихідними даними до розрахунку є:

- площа днища поршня F_p , m^2 ;
- маси деталей хитневого механізму, кг:
- маса поршневого комплекту (групи) деталей m_n ;
- маса хитневого комплекту (групи) деталей m_x ;
- частина маси хитневої групи, що віднесена до вісі поршневого пальця і рухається зворотно-поступально разом з поршневим пальцем $m_{x.n}$;
- частина маси хитневої групи, що віднесена до осі кривошипної шийки і рухається обертально разом з віссю кривошипної шийки колінчастого валу $m_{x.k}$;
- маса $m_j = m_n + m_{x.n}$, що зосереджена на осі поршневого пальця;
- $L_{x.k}/L_x$ - відношення відстані $L_{x.k}$ між центром ваги С (рис.2.1) хитня і віссю шийки кривошипа до повної довжини хитня L_x ;
- хід поршня S ;
- λ -відношення радіуса кривошипу R до довжини хитня L_x .

Приведення мас хитневого механізму. За характером руху деталі хитневого механізму можна розділити на три групи, які здійснюють: зворотно-поступальний рух (комплект поршня); обертальний рух (кривошип колінчастого валу спільно з кривошипною головкою хитня); складний, плоско-паралельний рух (стержень хитня). Для спрощення динамічного розрахунку розподілені маси дійсного хитневого механізму замінюють динамічно еквівалентною системою двох зосереджених мас (рис.2.1). При цьому розрізняють два типи сил інерції від мас, що рухаються зворотно-поступально і сили інерції від мас, що рухаються обертально. Вважається, що маса поршневої групи m_n зосе-

реджена на осі поршневого пальця, а маса хитневої групи замінюється системою двох мас, одна з яких зосереджена на осі поршневого пальця $m_{x.п}$, а друга $m_{x.к}$ на осі хитневої шийки кривошипу колінчастого вала. Еквівалентні маси визначаються з урахуванням їх відстані від центра ваги хитня С (рис.2.1) із співвідношень:

$$m_{xn} = m_x \cdot L_{xk} / L_x; \quad m_{xk} = m_x \cdot (1 - L_{xk} / L_x) \quad (2.8)$$

При цьому повинна виконуватись умова $m_x = m_{x.п} + m_{x.к}$.

Маса поршневого комплекту m_n визначається як сума мас його деталей де:

$m_{порш}$ – маса поршня, кг;

$m_{n.к}$ – маса поршневих кілець, кг;

$m_{n.п}$ – маса поршневого пальця, кг;

$m_{с.к}$ – маса стопорних кілець поршневого пальця, кг.

При відсутності даних по масі деталей поршневої і хитневої групи необхідно задатися відносними коефіцієнтами мас поршневої m'_n і хитневої $m'_{ш}$ груп по відношенню до площі (в м²) днища поршня за статистичними даними, що наведені в таблиці 2.1 [16].

Таблица 2.1

Відносні коефіцієнти мас

Елемент хитневого механізму	Бензинові двигуни при діаметрі поршня, мм		Дизельні двигуни при діаметрі поршня, мм	
	60...80	80...120	80...100	100...140
Поршневий комплект: -алюмінієвий сплав -чавун	80...120	100...150	150...220	200...300
	150...200	180...250	250...320	300...400
Хитневий комплект	100...150	130...200	250...320	300...400

На основі даних таблиці 2.1 з достатнім для практики розрахунків ступенем точності, маси поршневої і хитневої груп можна розраховувати по наступних формулах в залежності від діаметра поршня в мм:

- маса поршневого комплекту, кг

$$m_n = (2,5D - 50) \cdot \pi \cdot (D / 2000)^2, \quad (2.9)$$

- маса хитневого комплекту, кг

$$m_x = (2,5D + 50) \cdot \pi \cdot (D / 2000)^2, \quad (2.10)$$

де D-діаметр поршня (вихідний параметр) виражений в міліметрах .

Відношення $L_{x.k} / L_x$ представлено в таблиці 2.2 в залежності від номінальної (максимальної) частоти обертання колінчастого вала [2].

Таблиця 2.2

Відношення довжин елементів хитня

Тип ДВЗ	Частота обертання $n_{\text{ном}}, \text{хв}^{-1}$	Відношення $L_{x.k} / L_x$	
		Лінійних ДВЗ	V-подібних ДВЗ
ДзІЗ	до 4500	0,26...0,28	0,28...0,30
	більш 4500	0,26...0,28	0,28...0,30
Дизелі автомобільні	до 3000	0,26...0,30	0,30...0,34
	більш 3000	0,22...0,23	0,22...0,23
Дизелі тракторні	—	0,26...0,30	0,30...0,34

Сили інерції. Згідно з поданою вище розрахунковою схемою (рис.2.1), що є двомасовою системою, сили інерції, які діють в хитневому механізмі, зводяться до сил інерції мас, що рухаються зворотно-поступально (P_j) й сил інерції мас, що рухаються обертально.

Сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, описуються залежністю:

$$P_j = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \quad (2.11)$$

де: $m_j = m_{\Pi} + m_{x,\Pi}$; R -радіус кривошипу; φ -кут повороту колінчастого валу; λ -відношення радіуса кривошипу до довжини хитня; ω -кутова швидкість колінчастого валу.

На хитневу шийку кривошипу діє сумарна векторна сила P_{cm} , що направлена вздовж осі стержня хитня від складових сил: сили тиску газів; реакції N (рис.2.1); сил інерції мас, що приведені до поршневого пальця, а також відцентрова сила інерції частини маси хитня $m_{x,k}$, що приведена до вісі хитневої шийки кривошипу, яка виражається у вигляді залежності:

$$K_j = -m_{xk} R \omega^2 \quad (2.12)$$

3. Розрахунок висоти камери згоряння у поршні

Вихідними даними для розрахунку є:

- діаметр днища поршня D ;
- висота простору камери згоряння над днищем поршня при його положенні у ВМТ, у тому числі за рахунок висоти прокладки між головкою і блоком циліндрів δ_r (рис.4.1);
- хід поршня S ;
- ступінь стиску двигуна ε .
- діаметр циліндричної камери згоряння безпосередньо в головці поршня $d_{k,3}$.

На основі статистичних даних в першому наближенні можна прийняти $d_{k,3} \approx (0,45 \dots 0,65) \cdot D$.

Тоді висота циліндричної камери згоряння в поршні, відлічувана від днища поршня в напрямку до поршневого пальця, описується залежністю:

$$h_{kn} = \left[\pi \cdot (0,5D)^2 \cdot S / (\varepsilon - 1) - \pi \cdot (0,5D)^2 \cdot \delta_r \right] / \left[\pi \cdot (0,5d_{k3})^2 \right], \quad (3.1)$$

4. Розрахунок деталей хитневого механізму на міцність

Розрахунок деталей з метою визначення їх навантажувальної здатності і напружено-деформованого стану, що виникає при роботі двигуна за рахунок діючих сил, проводиться по формулах опору матеріалів і деталей машин. Більшість з використовуваних розрахункових методик дають лише наближені значення напруження. Деяка невідповідність розрахункових і фактичних напружень пояснюється різними причинами, основними з яких є:

- використання наближених розрахункових схем які не враховують складну просторову форму деталей ;
- наявність непіддатливих точному розрахунку розподілених знакозмінних силових і термічних навантажень і напружень та пружних коливань;
- неможливість точного визначення впливу різних механічних і термічних способів обробки деталей хитневого механізму на величину виникаючих напружень;
- поступове змінювання фізико-механічних властивостей матеріалів деталей та вузлів механізмів за часом.

У зв'язку з цим вживані методи розрахунку дозволяють отримати показники напруженості і деформації з певним ступенем вірогідності, достатнім для практичних розрахунків.

Основними навантаженнями, що діють на деталі двигуна, є сили тиску газів в над поршневого просторі та сили інерції поступально і обертально рухомих мас, а також зусилля від пружних коливань і теплових навантажень.

Зусилля від температурних навантажень, що виникають в результаті виділення теплоти при згорянні робочої суміші і тертя, знижують фізико-механічну міцність матеріалів і викликають додаткове напруження в з'єднаннях деталей завдяки їх різній температурі нагріву за рахунок різних коефіцієнтів лінійного (або об'ємного) розширення.

Розрахунок деталей хитневого механізму, вказаних в завданні, необхідно проводити в наступній послідовності:

- вказати призначення деталі;
- стисло описати умови роботи деталі в двигуні;
- вказати вимоги до конструкції деталі;
- обґрунтувати конструктивне рішення деталі, матеріал і спосіб її механічної та хіміко-термічної обробки;
- визначити основні розміри елементів деталі, вибрати розрахункову схему і виконати розрахунок на підставі прийнятого критерію працездатності по пропонуваній в методичних вказівках методиці.

4.1 Поршень

Основні розміри поршневої групи відповідно до рисунка 4.1 [10] визначаються по співвідношеннях, представлених в таблиці 4.1 [10]. Перевірочний розрахунок елементів поршня здійснюється без урахування змінності навантажень за часом. Ця змінність враховується при встановленні відповідного допустимого напруження, деформації чи питомого тиску в залежності від прийнятого критерія працездатності деталі, що розраховується.

Днище поршня перевіряється на вигин як кругла плита, що вільно спирається на торці у окружному напрямі і навантажена рівномірно розподіленим навантаженням максимального тиску газів при згорянні $p_{z.max}$. Для бензинових двигунів найбільший тиск газів досягається при роботі на режимі максимального обертаючого моменту. Для дизелів максимальний тиск газів зазвичай досягається при роботі на режимі максимальної потужності.

Напруження вигину приймає максимальне значення в діаметральному напрямі перетину днища поршня $\sigma_{з2}$ і визначається по формулі, МПа

$$\sigma_{з2} = p_{z.max} \cdot [d_{кз} / (2\delta)]^2, \quad (4.1)$$

де $d_{кз}$, δ – відповідно діаметр камери згорання безпосередньо у поршні і товщина днища поршня (рис.4.1), визначені по таблиці 4.1, м

$p_{г. max}$ – максимальний тиск згоряння робочої суміші, що є початковим даним, МПа.

За відсутності у днища ребер жорсткості допустимі значення напруження вигину $[\sigma_{зг}]$ лежать в наступних межах :

- для поршнів з алюмінієвих сплавів 20....25 МПа;
- для поршнів з чавуну 40.....50 МПа.

За наявності ребер жорсткості на днищі поршня допустимі значення напруження вигину можуть бути збільшені в 3...4 рази.

Головка поршня в перетині $x - x$ (рис. 4.1) ослаблена отворами для відведення моторного масла з дзеркала циліндра, тому в цьому перетині розраховуються напруження стиснення і розтягування стінки головки поршня і порівнюються з допустимими.

Для розрахунку напруження стиснення визначаються:

- діаметр поршня по дну кільцевої канавки d_k масло земного кільця, м

$$d_k = D - 2(t + \Delta t), \quad (4.2)$$

де D , t , Δt - розміри поршня, що визначені по таблиці 4.1, м;
площа діаметрального перетину масляного каналу F_k , m^2

$$F_k = (d_k - d_i) / 2 \cdot d_m, \quad (4.3)$$

де d_m , d_i - відповідно розміри діаметра масляного каналу і внутрішньої стінки головки поршня, що визначені по таблиці 4.1, м;

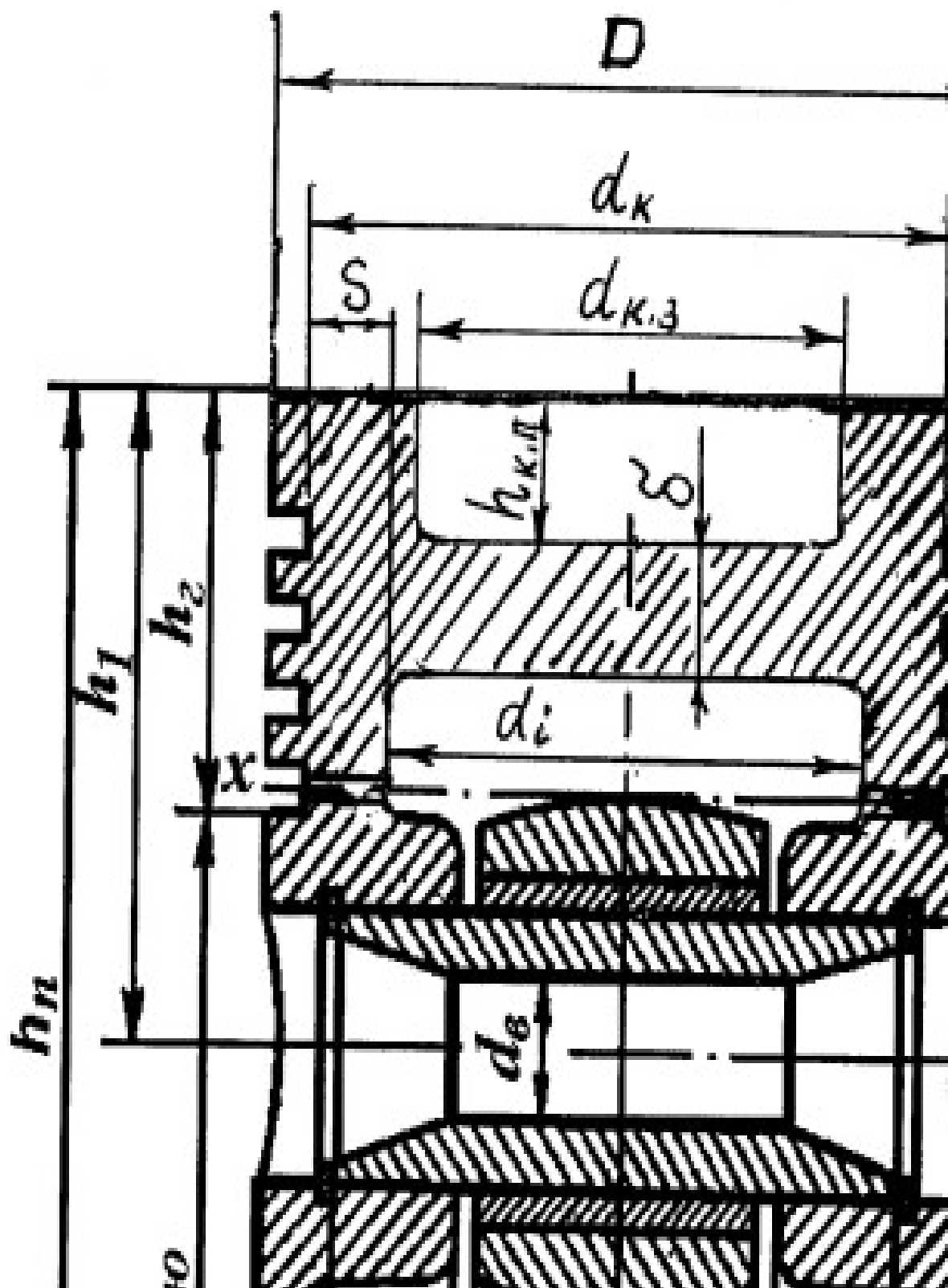


Рисунок 4.1 Розрахункова схема поршневої групи

Таблиця 4.1

Розміри елементів поршневої групи [10]

Елементи поршневої групи	Значення розмірів в мм	
	Бензинові двигуни	дизельні двигуни
Висота поршня h_{II}	$(0,8 \dots 1,3)D$	$(1,0 \dots 1,7)D$
Відстань від верхньої кромки днища поршня до осі пальця h_I	$(0,45 \dots 0,75)D$	$(0,6 \dots 1,0)D$
Товщина днища поршня δ	$(0,05 \dots 0,10)D$	$(0,12 \dots 0,20)D$
Висота юбки поршня $h_{ю}$	$(0,6 \dots 0,8)D$	$(0,6 \dots 1,1)D$
Діаметр бобишки $d_{б}$	$(0,3 \dots 0,5)D$	$(0,3 \dots 0,5)D$
Відстань між торцями бобишек b	$(0,3 \dots 0,5)D$	$(0,3 \dots 0,5)D$
Товщина стінки юбки поршня $\delta_{ю}$	$1,5 \dots 4,5$	$2,0 \dots 5,0$
Товщина стінки головки поршня s	$(0,05 \dots 0,10)D$	$(0,05 \dots 0,10)D$
Відстань до першої поршневої канавки e	$(0,06 \dots 0,12)D$	$(0,11 \dots 0,20)D$
Товщина першої кільцевої перемички h_n	$(0,03 \dots 0,05)D$	$(0,04 \dots 0,07)D$
Радіальна товщина кільця t : - компресійного - масло з'ємного	$(0,04 \dots 0,045)D$ $(0,038 \dots 0,043)D$	$(0,04 \dots 0,05)D$ $(0,038 \dots 0,043)D$
Висота кільця a , мм	$2 \dots 4$	$3 \dots 5$
Різниця між величинами зазорів в замку кільця у його вільному і робочому стані A_0	$(2,5 \dots 4) t$	$(3,2 \dots 4) t$
Радіальний зазор кільця у канавці поршня Δt - компресійного - масло з'ємного	$0,70 \dots 0,95$ $0,80 \dots 1,1$	$0,70 \dots 0,95$ $0,80 \dots 1,1$
Внутрішній діаметр поршня d_i	$D - 2(s + t + \Delta t)$	
Кількість масляних отворів у поршні n_m	$6 \dots 12$	$6 \dots 12$
Діаметр масляного каналу d_m	$(0,3 \dots 0,5)a$	$(0,3 \dots 0,5)a$
Зовнішній діаметр пальця d_n	$(0,22 \dots 0,28)D$	$(0,30 \dots 0,38)D$
Внутрішній діаметр пальця d_g	$(0,65 \dots 0,75)d_n$	$(0,50 \dots 0,70)d_n$
Довжина пальця l_n - закріпленого - плаваючого	$(0,88 \dots 0,93)D$ $(0,78 \dots 0,88)D$	$(0,88 \dots 0,93)D$ $(0,80 \dots 0,90)D$
Довжина втулки хитня l_g - закріпленого - плаваючого	$(0,28 \dots 0,32)D$ $(0,33 \dots 0,45)D$	$(0,28 \dots 0,32)D$ $(0,33 \dots 0,45)D$

Площа перетину $x-x$ головки поршня F_{x-x} , м²

$$F_{x-x} = \pi(d_k^2 - d_i^2)/4 - n_m F_k, \quad (4.4)$$

де n_m — кількість масляних каналів, прийнятих по таблиці 4.1;

Максимальна сила P_{max} від стиску газів в над поршневому просторі $p_{c. max}$, МН

$$P_{max} = p_{c. max} F_n, \quad (4.5)$$

де F_n — площа днища поршня, м².

Напруження стиску σ_{cm} , МПа:

$$\sigma_{cm} = P_{max} / F_{x-x} \quad (4.6)$$

Допустимі значення напруження при стиску стінки головки поршня $[\sigma_{cm}]$ лежать в наступних межах:

- для поршнів із алюмінієвих сплавів 30... 40 МПа;
- для поршнів із чавуна 60...80 МПа.

Для розрахунку напруження розтягування в перетині $x-x$ визначаються: максимальна кутова швидкість обертання колінчастого вала при холостому ході $\omega_{x.x. max}$, рад/с :

$$\omega_{x.x. max} = \pi n_{x.x. max} / 30, \quad (4.7)$$

де $n_{x.x. max}$ - максимальні оберти холостого ходу, $n_{x.x. max} = 1,1 n_{xv}^{-1}$,

n - номінальна (максимальна) частота обертання на номінальному режимі;

маса головки поршня з кільцями m_{x-x} , що розташована вище перетину $x-x$, кг

$$m_{x-x} = (0,4...0,6)m_n, \quad (4.8)$$

де m_n – маса поршневого комплекту, кг.

Максимальна сила інерції зворотно-поступально рухомих мас P_j визначається для режиму максимальної частоти обертання при холостому ході двигуна у ВМТ, МН

$$P_{jp} = m_{x-x} R \omega_{x-x \max}^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}, \quad (4.9)$$

де λ – відношення радіусу кривошипа до довжини хиття (вихідне дане);

R - радіус кривошипа, м.

Напруження розтягування σ_p , МПа :

$$\sigma_p = P_{jp} / F_{x-x} \quad (4.10)$$

Допустимі напруження на розтягування $[\sigma_p]$ лежать в наступних межах:

- для поршнів з алюмінієвих сплавів 4...10 МПа;
- для поршнів з чавуна 8...20 МПа.

Юбка поршня перевіряється на зносостійкість по питомому тиску $q_{ю}$ (МПа), сприйманому зовнішньою циліндричною частиною стінки юбки від максимальної бічної сили N_{max} (рис.2.1).

$$q_{ю} = N_{max} / (h_{ю} \cdot D) \quad (4.11)$$

де $h_{ю}$, D – відповідно висота юбки і діаметр днища поршня, м;

N_{max} – найбільша нормальна (бічна) сила, що діє на стінку юбки поршня з боку стінки циліндра (вихідне дане), МН.

Допустимі значення питомого тиску $[q_{ю}]$ для сучасних двигунів лежать в межах 0,33...0,96 МПа.

Поршневий палець зазнає змінного навантаження, яке викликає напруження вигину, зсуву, зминання і овіалізацію пальця за рахунок його напружено-

деформованого стану. Розрахунок поршневого пальця включає: визначення питомого тиску пальця на бронзову втулку верхньої головки хитня і на бобишки поршня; напруження пальця від вигину і зсуву, а також деформації перетину пальця (овалізації).

Питомий тиск плаваючого пальця на втулку поршневої головки хитня, МПа :

$$q_{BT} = P / (d_{II} \cdot l_B), \quad (4.12)$$

де d_{II} – зовнішній діаметр пальця визначуваний по таблиці 4.1, м;

l_B – довжина бронзової втулки поршневої головки хитня, визначувана по таблиці 4.1, м;

P – розрахункова сила , що прижимає поршковий палець до втулки, МН

$$P = p_{c.max} F_n + P_j, \quad (4.13)$$

де $p_{c.max}$ – максимальний тиск газів на номінальному режимі роботи дизеля у ВМТ, МПа;

F_n – площа днища поршня, м²;

P_j – сила інерції маси поршневого комплексу на номінальній частоті обертання колінчастого валу n , МН:

$$P_j = -m_n \omega^2 R (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}, \quad (4.14)$$

де m_n – маса поршневого комплексу, кг;

ω - кутова швидкість обертання колінчастого валу на режимі номінальної потужності, рад/с:

$$\omega = \pi n / 30, \quad (4.15)$$

де n – номінальна частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} ;

λ – відношення радіусу кривошипу до довжини хиття;

R - радіус кривошипу, м.

Допустимі значення питомого тиску поршневого пальця на хитневу бронзову втулку $[q_{\text{вт}}]$ для сучасних двигунів лежать у межах 20...60 МПа.

Питомий тиск плаваючого пальця на бобишки поршня q_{δ} , МПа :

$$q_{\delta} = P / [d_{\text{п}} (l_{\text{п}} - b)] \quad (4.16)$$

де $l_{\text{п}}$ – загальна довжина пальця, визначувана по таблиці (4.1), м;

b – відстань між торцями бобишек, визначувана по таблиці (4.1), м;

Для дизельних двигунів розрахункова сила, що прижимає поршковий палець до бобишек, МН

$$P = p_{\text{с. max}} \cdot F_{\text{п}} + kP_{\text{ж}}, \quad (4.17)$$

де $k = 0,65$ – коефіцієнт, що враховує масу поршневого комплексу без поршневого пальця для дизелів [2];

Допустимі значення питомого тиску на бобишки $[q_{\delta}]$ для сучасних двигунів лежать в межах 15...50 МПа.

Напруження вигину пальця $\sigma_{3\Gamma}^{\text{п}}$ відносяться до найбільш важливого показника навантаження на поршковий палець і розраховуються за формулою, МПа

$$\sigma_{3\Gamma}^{\text{п}} = P(1_{\text{п}} + 2b - 1,5l_{\text{п}}) / [1,2(1 - a^4)d_{\text{п}}^3] \quad (4.18)$$

де $a = d_{\text{в}}/d_{\text{н}}$ – відношення внутрішнього діаметру пальця до зовнішнього;

$d_{\text{в}}$ - внутрішній діаметр пальця визначуваний по таблиці 4.1, м.

Допустимі значення напруження вигину пальця $[\sigma'_{32}]$ для сучасних двигунів лежать в межах 100...250 МПа.

Дотичні напруження τ п від зсуву в перетинах пальця, розташованих між бобишками поршня і бронзовою втулкою поршневої головки хитня, МПа

$$\tau = 0,85P(1 + a + a^2) / [(1 - a^4)d_n^2], \quad (4.18)$$

Допустимі значення дотичного напруження пальця $[\tau]$ для сучасних двигунів лежать в межах (60...250) МПа. Верхні межі значень відносяться до пальців, виготовлених з легованої сталі.

Овалізація круглого поперечного перетину пальця за рахунок його деформації.

При роботі двигуна, унаслідок нерівномірного розподілу прикладених сил по зовнішній поверхні пальця, відбувається деформація його круглого поперечного перетину (овалізація). Максимальна овалізація пальця (найбільше деформативне збільшення розміру горизонтального діаметру) $\Delta d_{n \max}$ спостерігається в його середній, діаметральній частині, і визначається по формулі, мм:

$$\Delta d_{n \max} = 1350P \cdot [(1 + a)/(1 - a)]^3 \cdot [0,1 - (a - 0,4)^3] / (E \cdot l_n), \quad (4.19)$$

де E – модуль пружності матеріалу пальця:

- для вуглецевої сталі $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;
- для легованої сталі $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа.

Розрахункове значення $\Delta d_{n \max}$ не повинно перевищувати допустимого значення рівного 0,05 мм.

Поршневе кільце. При розрахунку поршневих кілець вирішуються наступні задачі:

- визначення середнього тиску кільця на стінку циліндра, яке повинне забез-

печувати достатню герметичність над кільцевого простору камери згоряння і не повинне різко збільшувати втрати потужності двигуна на тертя кілець об стінки циліндра;

- визначення напруження вигину, що виникає в перетині, протилежному замку у двох випадках, при надяганні кільця на поршень і в робочому стані.

Середній тиск p_{cp} кільця на стінку циліндра, МПа [1].

$$p_{cp} = 0,425 \cdot E \cdot (A_0 / t) / [(3 - \nu) \cdot (D / t - 1)^3 \cdot (D / t)] \quad (4.20)$$

де E – модуль пружності матеріалу кільця:

- для чавуну $E = 1 \cdot 10^5$ МПа;
- для легованої сталі $E = 2.2 \cdot 10^5$ МПа;

A_0, t – розміри елементів кільця, що розраховані згідно таблиці 4.1, мм;

ν -коефіцієнт розподілення навантаження ($\nu=0$ для кільця рівномірного тиску, $\nu=0.2$ для кільця коригованого тиску);

D - діаметр циліндра, мм.

Середній радіальний тиск p_{cp} для кілець сучасних двигунів знаходиться в наступних межах [10]:

- для компресійних кілець (0,11...0,37) МПа;
- для оливо знімальних кілець (0,20...0,40) МПа.

Напруження вигину кільця в робочому стані $\sigma_1^{3\Gamma}$, Мпа:

$$\sigma_1^{3\Gamma} = 2,61 p_{cp} (D / t - 1)^2 \quad (4.21)$$

Напруження вигину кільця при надяганні його на поршень $\sigma_2^{3\Gamma}$, МПа :

$$\sigma_2^{3\Gamma} = [4E \cdot (1 - 0,114 \cdot A_0 / t)] / [\chi \cdot (D / t - 1,4)(D / t)], \quad (4.22)$$

де $\chi = 1.57$ – коефіцієнт, залежний від способу надягання кільця на поршень.

Допустиме напруження вигину при надіванні кільця для сучасних двигунів лежить в межах (220...450) МПа. Нижні межі значень відносяться до двигунів з великим діаметром циліндра.

5. Розрахунок деталей хитневого комплекту

Основні розміри хитня відповідно до рисунка 5.1 визначаються по співвідношеннях, представлених в таблиці 5.1 [10].

Розрахунковими елементами хитневої групи є поршнева і кривошипна головка хитня, стрижень хитня і посадка з натягом нерухомого з'єднання бронзової втулки з поршневою сталевною головкою хитня.

5.1 Поршнева головка хитня

Напруження поршневої головки хитня від розтягуючої сили інерції необхідно визначати в перетині $I - I$ (рис.5.1). Найбільша величина напруження виникає при роботі двигуна на режимі максимальних оборотів холостого ходу у положенні поршня в верхній мертвій точці. Для визначення розтягуючої сили інерції P_{jn} необхідно визначити максимальну кутову швидкість обертання колінчастого валу при холостому ході $\omega_{x.x. max}$, рад/с

$$\omega_{x.x. max} = \pi n_{x.x. max} / 30, \quad (5.1)$$

де $n_{x.x. max}$ - максимальна частота обертання колінчастого валу на холостому ході, хв^{-1}

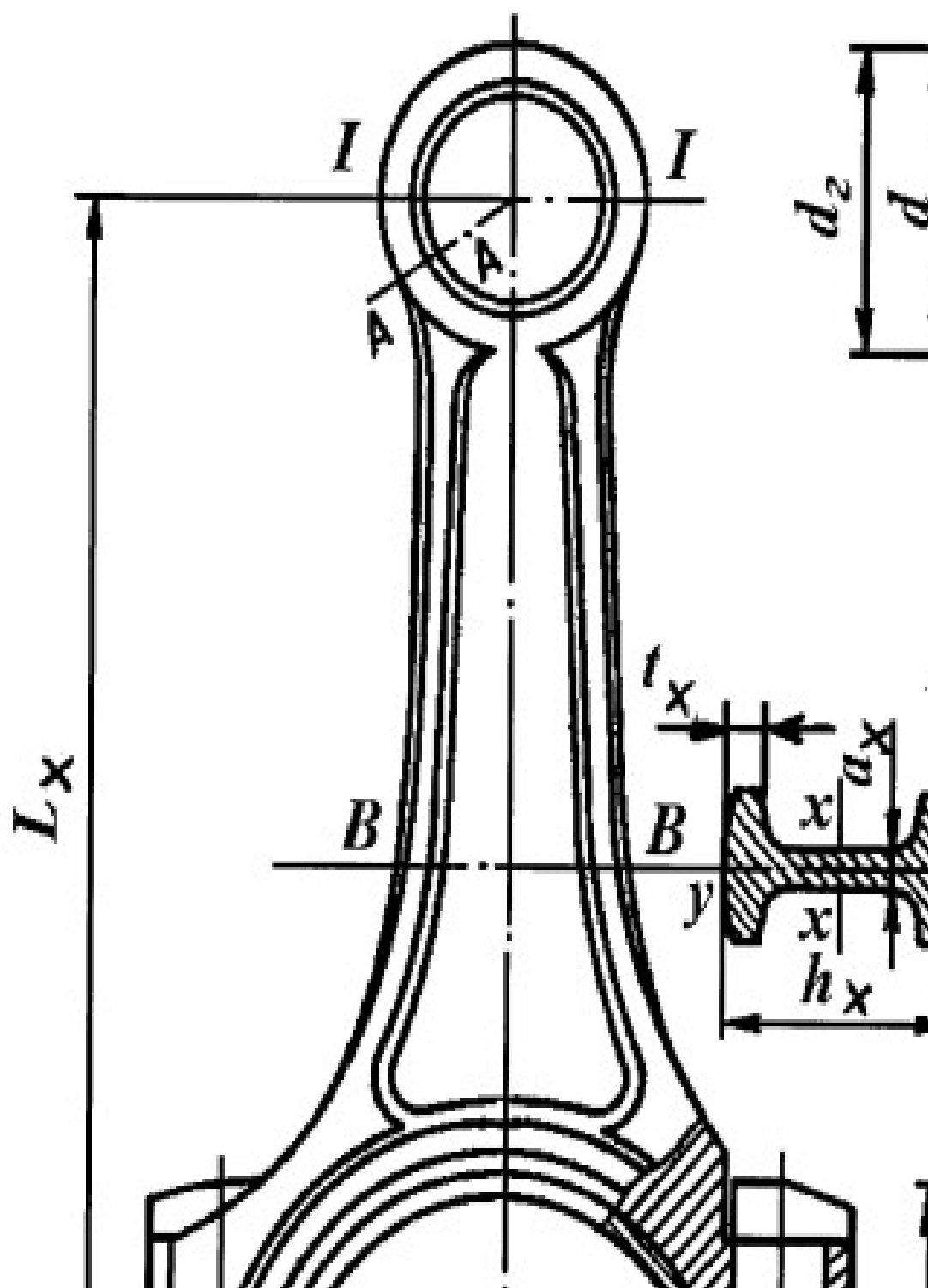


Рисунок 5.1 Розрахункова схема хитневої групи

Таблиця 5.1

Розміри елементів хитня

Елементи хитня	Значення розмірів в мм	
	Бензинові двигуни	Дизельні двигуни
Зовнішній діаметр пальця d_n	$(0,22 \dots 0,28)D$	$(0,30 \dots 0,38)D$
Внутрішній діаметр поршневої головки d : - без втулки - з втулкою	$d = d_n$ $(1,1 \dots 1,25)d_n$	$d = d_n$ $(1,1 \dots 1,25)d_n$
Зовнішній діаметр головки d_z	$(1,25 \dots 1,65)d_n$	$(1,3 \dots 1,7)d_n$
Мінімальна радіальна товщина стінки головки h_z	$(d_z - d)/2$	$(d_z - d)/2$
Радіальна товщина стінки втулки s_θ	$(d - d_n)/2$	$(d - d_n)/2$
Довжина втулки хитня l_x	$(0,33 \dots 0,45)D$	$(0,33 \dots 0,45)D$
Діаметр хитневої шийки $d_{x.uu}$	$(0,56 \dots 0,70)D$	$(0,64 \dots 0,75)D$
Товщина стінки вкладиша t_θ	$(0,03 \dots 0,05)d_{x.uu}$	$(0,03 \dots 0,05)d_{x.uu}$
Відстань між хитневими болтами C_θ	$(1,30 \dots 1,75)d_{x.uu}$	$(1,30 \dots 1,75)d_{x.uu}$
Довжина кривошипної головки l_k	$(0,45 \dots 0,95)d_{x.uu}$	$(0,45 \dots 0,95)d_{x.uu}$
Розміри середнього перетину $B - B$ хитня: - $h_{x.min}$ - h_x - b_x - $t_x = a_x$	$(0,50 \dots 0,55)d_z$ $(1,2 \dots 1,4)h_{x.min}$ $(0,5 \dots 0,6)l_x$ $2,5 \dots 4,0$	$(0,50 \dots 0,55)d_z$ $(1,2 \dots 1,4)h_{x.min}$ $(0,55 \dots 0,75)l_x$ $4,0 \dots 7,5$

$$n_{x \text{ max}} = 1,1n, \quad (5.2)$$

де n - номінальна частота обертання колінчастого вала.

Разтягуюча сила інерції P_{jp} при $\alpha = 0^\circ$ визначається по наступній формулі, Н:

$$P_{jp} = -(m_n + m_{\theta z})R\omega_{x \text{ max}}^2(1 + \lambda), \quad (5.3)$$

де m_n – маса поршневого комплекту, кг;

$m_{e,z}$ - маса верхньої частини поршневої головки хитня, кг;

$m_{e,z} = (0,06...0,09) m_n$, кг;

R - радіус кривошипа, м.

Для визначення напруження розтягування σ_p розраховується площа f_z небезпечного перетину верхньої сталевий поршневої головки хитня, мм²:

$$f_z = (d_\Gamma - d)l_x, \quad (5.4)$$

де d_z, d, l_x - розміри деталей, що визначені по таблиці 5.1, мм.

Напруження розтягування σ_p , МПа :

$$\sigma_p = P_{jp} / f_z. \quad (5.5)$$

З умови забезпечення достатньої жорсткості поршневої головки напруження розтягування не повинно перевищувати (20...50) МПа.

Напруження від посадки з натягом нерухомого з'єднання бронзовий втулки з поршневою сталевий головою хитня. Напруження посадки вказаних деталей з натягом виникають від двох чинників - від запресовки втулки в верхню поршневу головку хитня і від різних коефіцієнтів розширення матеріалів втулки і головки при нагріванні їх з'єднання під час роботи двигуна. Таким чином сумарний натяг визначається по формулі:

$$\Delta_\Sigma = \Delta_{\text{темн}} + \Delta_{\text{запр.}} \quad (5.6)$$

Натяг від зміни температури, мм:

$$\Delta_{тем.} = d(\alpha_B - \alpha_\Gamma)\Delta T, \quad (5.7)$$

де d - внутрішній діаметр сталевий головки (рис.5.1), мм; $\alpha_B=1.8 \cdot 10^{-5}$;

$\alpha_\Gamma=1.0 \cdot 10^{-5}$ - термічні коефіцієнти розширення матеріалу втулки і головки відповідно;

$\Delta T=100 \dots 200$ К-середня температура підігріву з'єднання головки і втулки понад температури оточуючого середовища при роботі двигуна.

Натяг від записовки призначається з конструкторсько-технологічних міркувань і орієнтовно лежить в інтервалі 0,02...0,05 мм.

Питомий тиск на поверхні зіткнення втулки і поршневої головки хитня, МПа:

$$p_{нат} = \Delta_\Sigma / [d \cdot (C_\Gamma / E_\Gamma + C_B / E_B)], \quad (5.8)$$

де d - внутрішній діаметр сталевий головки, що дорівнює зовнішньому діаметру бронзовий втулки в мм, E_Γ , E_B - модулі пружності матеріалу головки і втулки відповідно, чисельні значення яких можливо прийняти для сталі $E_\Gamma=2.2 \cdot 10^5$ МПа, для бронзи Бр.АЖ9-4, Бр.ОЦ10-2 $E_B=1.15 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнти C_Γ , C_B розраховуються по формулам:

$$C_\Gamma = [1 + (d / d_z)^2] / [1 - (d / d_z)^2] + \mu_z, \quad (5.9)$$

$$C_B = [1 + (d_n / d)^2] / [1 - (d_n / d)^2] + \mu_B, \quad (5.10)$$

де d_n , d_z - відповідно внутрішній діаметр бронзовий втулки і зовнішній діаметр сталевий головки хитня (рис.5.1); μ_z , μ_B - коефіцієнти Пуасона сталевий головки хитня і втулки відповідно.

Визначимо допустимий тиск на поверхню бронзової втулки міцність матеріала якої менше порівняно з сталлюю головою:

$$[p_{бр.вт}] = 0,58 \cdot \sigma_T [1 - (d_n / d)^2] \quad (5.11)$$

де σ_T - межа текучості матеріалу бронзи, яку можна прийняти рівною 195 МПа.

Для забезпечення міцності менш міцного матеріалу-бронзи втулки, повинна виконуватися умова:

$$p_{нат} \leq [p_{бр.вт}] \quad (5.12)$$

Сумарне напруження поршневої головки в розрахунковому перетині I-I від розтягуючої сили інерції, натягу від запресовки і температурного натягу обчисливо, користуючись принципом суперпозиції:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_p + P_{нат} \leq [50 \text{ МПа}] \quad (5.13)$$

5.2 Кривошипна головка хитня

Наближений розрахунок кривошипної головки хитня зводиться до визначення напруження вигину σ_{Σ} в середньому перетині II – II (рис.5.1) кришки головки від інерційних сил. Максимальна величина сили інерції P_{jkz} виникає при положенні поршня у верхній мертвій точці на режимі максимальних оборотів холостого ходу і визначається по формулі, МН:

$$P_{jkz} = -R\omega_{x.x_{\max}}^2 [(m_n + m_{x.m})(1 + \lambda) + (m_{x.к.} - m_{кр})] \cdot 10^{-6}, \quad (5.14)$$

де m_n – маса поршневої групи, кг;

$m_{x.n}$ і $m_{x.к.}$ - відповідно приведені маси хитневої групи, що здійснюють зворо-

тно-поступальний і обертальний рух (динамічний розрахунок), кг;

$m_{кр}$ - маса знімної кришки кривошипної головки;

$$m_{кр} = (0,20 \dots 0,28) m_x,$$

де m_x – маса хитня в зборі (динамічний розрахунок), кг.

Для розрахунку напруження вигину кришки кривошипної головки визначаються, МПа:

- внутрішній радіус кривошипної головки r_1 , м

$$r_1 = 0,5(d_{x.ш} + 2t_\epsilon), \quad (5.15)$$

де $d_{x.ш}$ - діаметр хитневої шийки, визначений по таблиці 5.1, м;

t_ϵ – товщина стінки вкладиша, визначена по таблиці 5.1, м;

- момент інерції розрахункового перетину кришки J_k , м⁴

$$J_k = l_k (0,5C_\epsilon - r_1)^3 / 12, \quad (5.16)$$

де l_k і C_ϵ – розміри деталей хитня, визначені по таблиці 5.1, м;

- момент інерції розрахункового перетину вкладиша J_ϵ , м⁴

$$J_\epsilon = l_k t_\epsilon^3 / 12 \quad (5.17)$$

- сумарна площа кришки і вкладиша в розрахунковому перетині F_z , м²

$$F_z = 0,5(C_\epsilon - d_{x.ш}) l_k \quad (5.18)$$

- момент опору розрахункового перетину кришки без урахування ребер жорсткості W_{32} , м³

$$W_{32} = l_k (0,5C_{\bar{\sigma}} - r_1)^2 / 6 \quad (5.19)$$

Напруження вигину σ_{32} визначаються по формулі, МПа :

$$\sigma_{32} = P_{jk2} \{0,023C_{\bar{\sigma}} / [(1 + J_B / J_k) W_{32}] + 0,4 / F_{\varepsilon}\} \quad (5.20)$$

Допустиме напруження вигину для кришки кривошипної головки хитня складає (100...300) МПа.

5.3 Стержень хитня

Стержень хитня розраховується на втомну міцність в середньому перетині $B-B$ від дії знакозмінних сумарних сил (газових і інерційних), що виникають при роботі двигуна на номінальному режимі. Сила стиску P_{cm} , що стискає хитень досягає максимального значення на початку робочого ходу, тобто у верхній мертвій точці при $\varphi = 360^\circ$ і визначається як алгебраїчна сума по значеннях сил тиску газів $P_{\varepsilon, max}$ і сили інерції $P_{j, max}$, МН. При цьому в рівнянні (5.21) прийнято сили, що стискають хитень вважати позитивними, а сили, що розтягують негативними.

$$P_{cm} = P_{\varepsilon, max} + P_{j, max} \quad (5.21)$$

Сила інерції P_j , що розтягує хитень досягає максимального значення $P_{j, max}$ на початку такту впускання, тобто у верхній мертвій точці при $\varphi = 0^\circ$ і визначається за наслідками динамічного розрахунку по формулі (5.14), прийнявши $(m_{х.к.} - m_{кр}) = 0$, МН. Так як на такті впуску газова сила складає приблизно $P_{\varepsilon, max} = (0.003 \dots 0.005) P_{j, max}$ з достатнім для практики ступенем точності в рівнянні (5.22) газовою силою можна нехтувати, а саме вважати, що $P_{\varepsilon, max} = 0$.

$$P_p = P_{\text{с. max}} + P_j \quad (5.22)$$

Для розрахунку напруження стиснення і подовжнього вигину визначається площа середнього перетину хитня F_{cp} , м²:

$$F_{cp} = h_x b_x - (b_x - a_x)(h_x - 2t_x), \quad (5.23)$$

де h_x , b_x , a_x , t_x - розміри елементів стержня хитня, що розраховані згідно таблиці 5.1, м.

Крім напружень стиску та розтягування, у стержні хитня є додаткові напруження згину, які виникають під дією позацентровано прикладених сил відносно центра симетрії поперечного перерізу хитня. Як показують результати тензометрування, ці напруження сягають 20....30% від напружень стиску, тому приймаємо 25%.

Максимальні напруження розтягування з урахуванням подовжнього вигину стержня хитня, МПа [1].

$$\sigma_p = (P_{j \max} / F_{cp}) \cdot [K_{np} + 0,25] \quad (5.24)$$

де K_{np} - коефіцієнт нерівномірності розподілення напружень в перетині В-В стержня хитня при розтягуванні, $K_{np}=1.2$.

Максимальні напруження стискування з урахуванням подовжнього вигину стержня хитня, МПа [1].

$$\sigma_{CT} = (P_{CT} / F_{CP}) \cdot [K_{HC} + 0,25] \quad (5.25)$$

де K_{HC} - коефіцієнт нерівномірності розподілення напружень в перетині хитня при стискуванні, $K_{HC}=1.3$.

Для сучасних автомобільних двигунів напруження $\sigma_{ст}$ не повинні перевищувати наступних меж [10]:

- для вуглецевих сталей (160...250) МПа;
- для легованих сталей (200...350) МПа.

Приклад оформлення титульного листа курсового проекту

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ
Інститут «Гідротехнічного будівництва та цивільної інженерії»
Кафедра «Машинобудування»

КУРСОВА РОБОТА

з навчальної дисципліни

**«АВТОТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ ч.ІІ ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО
ЗГОРЯННЯ»**

Виконав студент групи МШ-308

П.І.Б. Іванов І.І.

Номер залікової книжки 12345

Перевірів Мацей Р.О.

Результат захисту	Дата захисту	Підпис

ОДЕСА 2018

Вихідні данні завдання для виконання курсової роботи по розрахунку деталей хитневого механізму дизелів

Вихідні данні завдання для курсової роботи по розрахунку деталей дизельного двигуна визначаються по таблиці А.1 відповідно до номера варіанту.

Ступінь стиснення для всіх варіантів дизелів приймається однаковим і дорівнює $\varepsilon=16$.

Таблиця А.1

Вихідні данні завдання для розрахунку деталей хитневого механізму дизеля

Номер варіанту	Діаметр поршня, мм	Максимальний тиск газів, $p_{z,max}$ МН	Номінальна частота обертання колінчастого валу, xv^{-1}	Хід поршня, мм	Відношення радіусу кривошипа до довжини хиття	Максимальна бокова сила, що діє на юбку поршня, кН
1	2	3	4	5	6	7
1	80	7,8	2100	80	0,29	2,7
2	87	7,8	1800	87	0,28	3,14
3	79	10,09	2200	79	0,3	3,59
4	86	7,19	2000	86	0,26	2,57
5	86	9,42	1900	78	0,28	3,75
6	89	9,63	1800	89	0,3	4,40
7	82	8,87	2300	82	0,3	3,33
8	81	8,87	2400	81	0,28	3,01
9	87	8,87	1950	87	0,28	3,57
10	98	7,59	2000	89	0,26	3,53
11	85	8,87	2100	85	0,28	3,38
12	86	8,87	2100	86	2,1	3,45

13	87	8,87	2100	87	0,3	3,75
14	90	8,87	2100	90	0,28	3,71
15	92	8,87	2100	92	0,28	3,86
16	94	8,87	2100	94	2,1	4,18
17	95	8,87	2100	95	0,31	4,53
18	97	8,87	2100	97	0,3	4,57
19	93	8,87	2200	107	0,29	3,97
20	99	8,87	1900	109	0,28	4,48
21	104	7,37	1800	104	0,27	3,94
22	105	7,39	1900	95	0,26	3,84
23	97	7,8	2100	107	0,27	3,48
24	99	9,17	2200	109	0,28	4,45
25	103	9,63	2100	117	0,29	5,29
26	114	10,38	2200	103	0,3	7,32
27	105	10,38	2300	116	0,31	6,17
28	107	8,25	2250	122	0,26	4,10
29	123	7,8	2100	136	0,28	5,16
30	133	8,45	1900	147	0,31	7,59
31	133	6,79	2000	152	0,25	4,48
32	151	7,39	2100	136	0,29	7,48
33	145	8,03	2000	145	0,25	6,73
34	135	7,20	2100	149	0,27	5,22
35	143	7,59	1900	163	0,29	6,99
36	141	7,8	2000	156	0,27	6,47
37	150	7,8	2100	135	0,3	7,97
38	154	8,0	1900	154	0,28	8,51
39	141	8,21	1850	161	0,27	7,15

40	149	8,21	2100	135	0,29	8,38
41	134	8,21	1900	134	0,29	7,35
42	124	8,21	2100	142	0,31	6,25

Список використаної літератури

Основна література

1. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1 : Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин : підручник / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов ; ред.: А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцов. – Харків : Прапор, 2004. – 384 с.
2. Митрофанов О. С. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. / О. С. Митрофанов, А. Ю. Проскурін. — Миколаїв : видавець Торубара В.В., 2018. — 152 с.
3. Абрамчук, Ф.І. Автомобільні двигуни [Текст]: Підручник- 4-е видання / Ф.І.Абрамчук Ю.Ф. Гутаревич Ю.Ф.,К.Є. Долганов , І.І Тимченко.-Київ: Арістей, 2009.- 476 с.

Додаткова література

1. Возній, М.М. Конструкція двигунів внутрішнього згоряння [Текст]: Навчальний посібник / М.М. Возній. Львів: Друкарня ЛВІ НУ «Львівська політехніка», 2004.–171 с.
2. Марченко, Л.П. Двигуни внутрішнього згоряння [Текст]: серія підручників у 6 томах / Л.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов.– Харків: Видавн. центр НТУ ХП, 2004.–с.
3. Гащук,П. Автомобільні двигуни. Тепловий та динамічний розрахунок [Текст]: Навчальний посібник/ Гащук П., Миськів Т., Нікипчук С. - Львів:Українські технології, 2006.-144 с.
4. Блінков, О.О. Автомобільні двигуни [Текст]: Методичні вказівки для курсового та дипломного проектування автомобільних двигунів/ Блінков О. О., Ковра О. В., Теплечук А. М., Мацей Р.О. – Одеса: ОНПУ, Наука і техніка, 2007. - 80с.