

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В. С. Хоменко

КОНСТРУКЦІЯ І ДИНАМІКА ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

**Програма, методичні вказівки
та контрольні завдання
для студентів заочної форми навчання**

Рекомендовано Методичною радою НУК

Миколаїв 2008

Наливайко В.С., Ткаченко С.Г., Хоменко В.С. Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння. Програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів заочної форми навчання. – Миколаїв: НУК, 2008. – 64 с.

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння

В методичних вказівках викладені основні розділи програми курсу "Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння", наводяться рекомендації щодо вивчення окремих тем, дається системний виклад основних питань, приводяться конструктивні схеми двигунів і деталей, що пояснюють суть конструкції. Крім цього, наприкінці кожного розділу наводяться контрольні питання, що дозволяють студенту зробити самооцінку ступеня освоєння матеріалу. Контрольні роботи дозволяють остаточно закріпити отримані знання.

У заключній частині вказівок наводиться методика виконання курсового проекту по динаміці ДВЗ.

Методичні вказівки в основному призначаються для студентів заочної форми навчання за спеціальністю 8.090210 "Двигуни внутрішнього згоряння". Проте вони можуть бути корисними і для спеціальностей 8.090509 "Суднові енергетичні установки та устаткування", 8.090510 "Теплоенергетика", а також при всіх інших видах вивчення двигунів внутрішнього згоряння.

Рецензент канд. техн. наук, доц. О.Л.Рженецький

Згідно з наказом ректора НУК № 08 від 09.01.2008 методичні вказівки публікуються в авторській редакції.

Відповідальність за редагування несе автор.

ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

Курс "Конструкція і динаміка ДВЗ" є логічним продовженням раніше вивченого курсу "Теорія двигунів внутрішнього згорання".

Крім цього, будуть потрібні знання ряду розділів теоретичної механіки і теорії механізмів і машин, включених у загальну програму підготовки бакалаврів. Ціль першої частини курсу передбачає ознайомлення з типовими конструкціями ДВЗ у цілому й окремих вузлів і деталей, що складають двигун.

В другій частині курсу вивчаються способи визначення сил, що діють у працюючому двигуні.

Отримані знання при вивченні згаданого курсу є базою при розгляді питань конструювання і розрахунків міцності на подальших стадіях навчання (курс "Конструювання і проектування ДВЗ" при одержанні кваліфікації "спеціаліст").

Варто звернути увагу, що в методичних вказівках даного посібника приводяться тільки конструктивні (скелетні) схеми двигунів і деталей, що пояснюють суть конструкції. Для найбільш простих деталей (втулка циліндра, поршневий палець і ін.), вивчення яких самостійно не викликає труднощів, конструктивні схеми в посібнику не приводяться. Вивчення ж конкретних конструкцій повинне проводитися по спеціальній літературі, на яку даються посилання.

Виклад матеріалу в кожному розділі даного посібника проводиться в такому порядку:

1. Найменування розділу;
2. Перелік найбільш важливих тем розділу;
3. Короткий виклад вузлових питань кожної теми;
4. Перелік контрольних (тестових) питань.

Програмою передбачається виконання двох контрольних робіт в ході вивчення матеріалу. Зміст контрольних робіт приведено в відповідному розділі.

Вибір варіанта завдання для контрольних робіт здійснюється в такий спосіб. Кодом варіанта є дві останні цифри номера залікової книжки студента, що і визначають необхідний варіант, тобто марку двигуна (перший стовпець таблиці 5.1).

Завершальним етапом вивчення курсу є виконання курсового проекту по тому ж варіанту, що і контрольні роботи (див. вище).

Рекомендується такий порядок самостійного вивчення курсу "Конструкція і динаміка ДВЗ" студентами заочного відділення:

1. Ознайомлення зі змістом кожного розділу програми;
2. Вивчення змісту основних тем розділу по даному посібнику;
3. Додатково вивчити матеріал по кожній темі, використовуючи рекомендовану літературу;
4. Коротко законспектувати основний зміст кожної теми розділу;
5. Після вивчення матеріал розділу в письмовій формі дати відповіді на контрольні питання (на цьому вивчення кожного розділу закінчується).

Особливу увагу варто звернути на виконання курсового проекту.

Курсовий проект за даним курсом базується на результатах виконаного раніше курсового проекту по курсу "Теорія двигунів внутрішнього згоряння", що значно скоротить обсяг обчислень. Однак, необхідні дані з розрахунку робочого циклу можна без великих витрат часу одержати (відновити), використовуючи наявні програми розрахунків на персональних комп'ютерах, за методикою, викладеної в посібнику [4].

Виконання розділу курсового проекту "Динаміка ДВЗ" варто проводити одночасно з вивченням однойменних тем даного курсу.

Як було сказано вище, вибір варіанта завдання на виконання курсового проекту може вибиратися студентом по коду самостійно.

Надалі при видачі бланка завдання викладач підтверджує цей варіант і, якщо в цьому є необхідність, вносить деякі корективи. Однак, за бажанням, студент може попросити видати інше завдання при мотивованому обґрунтуванні такої заміни.

1. КОНСТРУКЦІЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1.1. Остов двигуна

Загальна компоновка остова 2-тактних крейцкопфних і 4-тактних тронкових двигунів.

Призначення й особливості конструкції фундаментних рам різних по типу двигунів. Призначення направляючих (паралелей) у картері крейцкопфних двигунів. Призначення й особливості конструкції картера крейцкопфних і тронкових двигунів. Призначення, конструктивне виконання блоку циліндрів. Втулки циліндрів, їхня класифікація в залежності від способу охолодження. Призначення і характерні конструктивні схеми кришок циліндрів. Призначення анкерних пов'язів і їхня конструкція. Матеріали, застосовувані для виготовлення деталей остову.

[1, с. 14–16, 36–52; 2, с. 16–34; 3, с. 189–233]

1.1.1. Методичні вказівки

Характерні компоновочні схеми остову двигуна можна звести до трьох основних, представлених на рис. 1.1.

При вивченні конструкції рам двигунів варто звернути увагу на технологію виготовлення і матеріал рам головних судових двигунів (сталіні зварно-литі) і рам допоміжних двигунів (чавунні литі). Дати обґрунтування цьому. Указати на характерні елементи рам (кількість опорних підшипників, розміщення головного судового упорного підшипника й ін.) Дати пояснення конструкції складених рам.

При вивченні картера вказати на устаткування картера спеціальними пристроями (напрямні для крейцкопфа, запобіжні клапани й ін.) По тим же причинам, що і для фундаментних рам, кар-

тери можуть бути сталевими зварно-литими, або чавунними литими. Пояснити необхідність створення складених картерів.

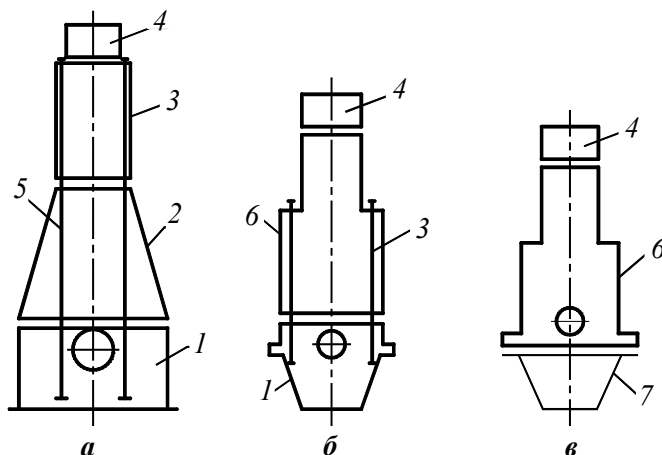


Рис. 1.1. Характерні конструктивні схеми компоновання двигунів:

а – крейцкопфний двигун; **б** – тронковий рамний двигун; **в** – тронковий безрамний двигун; 1 – рама; 2 – картер; 3 – блок циліндрів; 4 – кришка циліндрів; 5 – анкерні пов'язі; 6 – блок-картер (спільне виконання); 7 – піддон для збору масла

При вивченні блоку циліндрів необхідно визначити його призначення і виділити основні конструктивні елементи (гнізда для втулок, посадкові місця для них, канали для проходу охолодної рідини й ін.). Звернути увагу на матеріал, технологію виготовлення, можливість складених конструкцій.

Дати класифікацію втулок циліндрів і вказати на сучасні способи охолодження, змащення й ущільнення по газовій і водяній сторонам втулки.

При вивченні кришки циліндрів відзначити особливості конструкції кришок 2-тактних і 4-тактних двигунів.

Вивчення анкерних пов'язів варто починати з розгляду сил, що діють на деталі остову, матеріалу, з якого зроблені деталі остову. Звернути увагу на співвідношення між податливістю анкерних пов'язів і загальною податливістю деталей остову.

1.1.2. Контрольні питання

1. Які деталі складають остов двигуна?

2. Які основні функції виконує фундаментна рама?
3. Які матеріали застосовують для виготовлення фундаментних рам?
4. Для чого потрібні зливні отвори в рамі головного крейцкопфного двигуна?
5. У яких випадках рами виконуються складеними?
6. Для яких двигунів раму можна виключити з числа деталей остову?
7. Призначення картера і матеріали, з яких його виконують?
8. Для чого потрібні направляючі (паралелі) у картері?
9. Яку роль виконують запобіжні клапани на картері?
10. У яких випадках доцільно виконувати картер складеним?
11. Яке основне призначення блоку циліндрів?
12. Призначення кришки циліндрів, основні відмінності конструкції кришок 2–тактних і 4–тактних двигунів.
13. Способи ущільнення між кришкою і втулкою циліндра.
14. Які деформації випробують анкерні пов'язі і на яке зусилля вони розраховуються?

1.2. Кривошипно-шатунний механізм (КШМ)

Призначення КШМ. Основні деталі, що входять до складу КШМ тронкового і крейцкопфного двигунів.

Призначення й особливості конструкції поршнів тронкового і крейцкопфного двигунів. Основні відмінності між поршнями тронкових і крейцкопфних двигунів. Матеріали поршнів. Компресійні кільця, їхні функції і механізм створення герметичності циліндра. Маслознімальні кільця, їхня конструкція і механізм їхньої дії. Матеріал кілець. Поршневі пальці, їхні типи й особливості конструкції. Матеріали і технологія виготовлення поршневих пальців.

Особливості конструкції штоків, їхні матеріали.

Деталі, що складають крейцкопфний механізм. Поперечина крейцкопфа, її призначення.

Конструкція однобічних і двосторонніх повзунів, кріплення повзунів до поперечини.

Призначення і характерні конструктивні схеми шатунів трон-

кових і крейцкопфних двигунів. Способи з'єднання шатунів з поршнем і поперечиною крейцкопфа. Поняття про "морський" шатун. Конструкція роз'ємів верхніх і нижніх головок шатуна. Форми поперечних перерізів стержнів шатунів різних типів двигунів. Шатунні болти і вкладиші. Матеріали, застосовувані для виготовлення деталей шатунної групи.

Призначення колінчатих валів. Класифікація кривошипів і колінчатих валів. Кут заклинки кривошипів. Матеріали колінчатих валів і способи їхнього одержання. Типи і конструкція шатунних і корінних підшипників колінчатих валів.

Особливості змащення й охолодження деталей КШМ тронкових і крейцкопфних двигунів.

[1, с.53–72, с.129–132; 2, с. 34–61; 3, с.140–170, 116–122, 104–116, 122–126, 43–48, 59–66]

1.2.1. Методичні вказівки

При вивченні КШМ варто звернути увагу на склад основних деталей, що входять до складу КШМ для тронкових і крейцкопфних двигунів. Якщо для тронкового двигуна КШМ складається, в основному, із трьох деталей (поршень, шатун, кривошип колінчатого вала), то в крейцкопфного двигуна кількість деталей збільшується до п'яти (поршень, шток, крейцкопф, шатун і кривошип).

При вивченні конструкції поршнів звернути увагу на основні функції поршня: створення герметичності робочої порожнини циліндра, передача сили з боку газів на рухомі деталі двигуна в процесі перетворення поступального руху поршня в обертальний колінчатого вала і нарешті – участь поршня в передачі теплоти, що йде з камери згоряння частково через кільця в охолодну воду, частково з охолодною рідиною, що підводиться до поршня.

Основні елементи поршня (днище, тронк, головка, бобишки й ін.).

При вивченні конструкцій поршня тронкових двигунів варто звернути увагу на форму головки поршня, форму і розмір тронкової частини поршня.

При вивченні поршневих кілець варто чітко усвідомити конструкцію компресійних і маслознімальних кілець. Показати, за рахунок чого створюється ущільнюючий ефект компресійних

кілець і чим забезпечується дія маслоснімальних кілець. Принцип дії компресійних і маслоснімальних кілець впливає зі схеми, представленої на рис. 1.2.

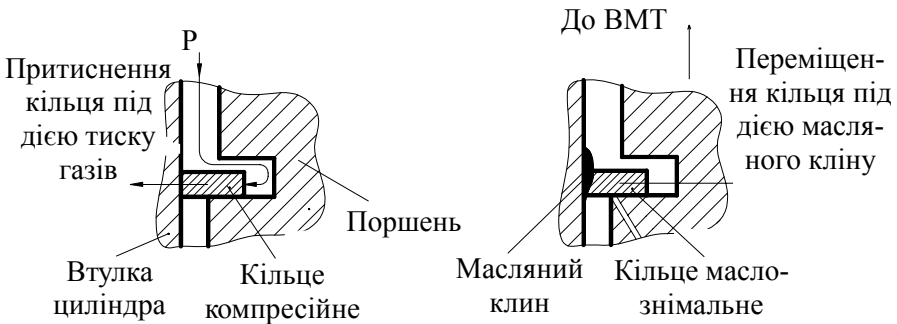


Рис. 1.2. Принцип дії компресійних і маслоснімальних кілець

При вивченні конструкції поршневих пальців, у першу чергу, варто звернути увагу на спосіб закріплення пальця в бобишках поршня, трубчасту форму його поперечного перерізу, матеріал і технологію його механічної і термічної обробки.

Переходячи до вивчення конструкції поршнів крейцкопфних двигунів, варто звернути увагу на той факт, що в них практично немає тронкового частини, тобто вони мають набагато меншу висоту, по-друге, немає поршневого пальця, тому що немає необхідності в шарнірному з'єднанні між поршнем і іншими ланками КШМ.

Практично всі поршні крейцкопфних двигунів мають циркуляційну систему охолодження (масло, вода). Охолодна рідина надходить через спеціальні канали, виконані в деталях КШМ, попадає спочатку в периферійну частину поршня, а потім переміщується до центральної частини днища і відводиться з поршня.

Дати цьому напрямку руху рідини пояснення.

Вивчаючи конструкцію маслоснімальних кілець крейцкопфних двигунів, звернути увагу на механізм їхньої дії: на відміну від тронкових двигунів ці кільця призначені для рівномірного розподілу масла по поверхні втулки циліндра.

Шток. Ця деталь має найпростішу форму трубчастого перерізу і забезпечує зв'язок між поршнем і крейцкопфом.

Одна з найпростіших конструктивних схем штока представлена на рис. 1.3.

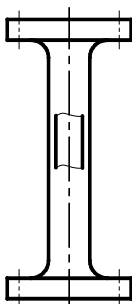


Рис 1.3. Конструктивна схема штока

Верхній фланець штока забезпечує надійне кріплення з поршнем, а нижній – з поперечиною крейцкопфа.

Крейцкопф. Цей вузол виконує наступні основні функції: передає рушійну силу від поршня до шатуна, передає нормальну силу на напрямні картера, організує підведення охолодної рідини до поршня і відвід від нього.

Перед початком вивчення можливих конструкцій крейцкопфа варто звернутися до розгляду найпростішої конструктивної схеми, зображеної на рис. 1.4.

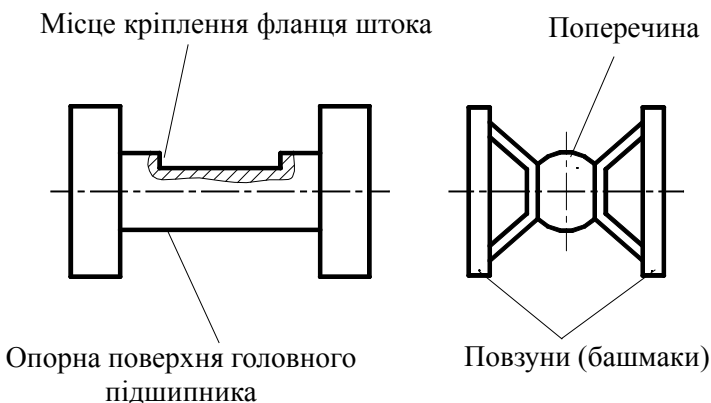


Рис. 1.4. Конструктивна схема крейцкопфа

Як видно з рис. 1.4, основними деталями й елементами крейцкопфа є:

- поперечина, до якої з однієї сторони приєднується шток (див. посадкове місце), з іншого боку – кріпиться верхня головка шатуна з допомогою верхньої кришки шатуна з прорізом для проходу штока;

- повзуни – для передачі бокової (нормальної) сили на напрямні картера.

При вивченні реальної конструкції крейцкопфа варто усвідомити спосіб кріплення повзунів до поперечини (жорстке, плаваюче) і наявність масляних каналів у поперечині крейцкопфа, як здійснюється підведення масла з магістралі до поперечини. Матеріал поперечини, антифрикційного шару башмаків і ін.

Шатун. Призначений для передачі сили від крейцкопфа до мотилевої шийки колінчатого вала при одночасному перетворенні поступального руху поршня чи крейцкопфа в обертальний рух колінчатого вала.

Найпростіша конструктивна схема шатуна представлена на рис. 1.5.

При вивченні реальних конструкцій шатунів необхідно звернути увагу на наступне:

- тип підшипника верхньої головки;

- форми поперечного перерізу стержня шатуна, що рекомендуються для різних типів двигунів;

- матеріал тіла шатуна;

- матеріал вкладишів і антифрикційного шару;

- способи посадки вкладишів у нижню головку;

- напрямок площини рознімання нижньої головки (горизонтальний, "косого" роз'єму);

- призначення, кількість і матеріал шатунних болтів.

При зіставленні шатунів тронкових і крейцкопфних двигунів звернути увагу, що верхні головки шатунів крейцкопфних двигунів завжди рознімні і частково здвоєні, тобто мають дві кришки, що забезпечують прохід штока до поперечини крейцкопфа. У крейцкопфних двигунах останніх моделей верхня головка шатуна має одну кришку, у якій виконується

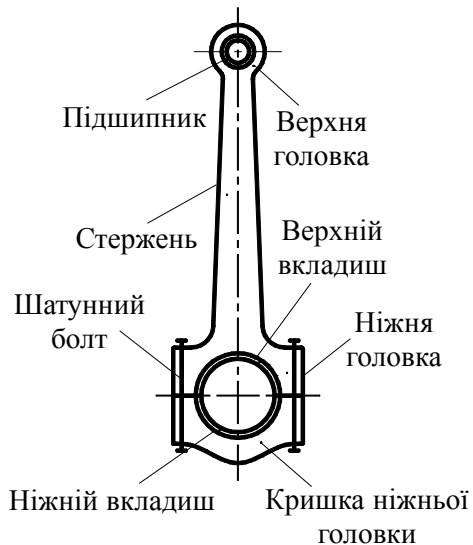


Рис. 1.5. Конструктивна схема шатуна тронкового двигуна

ся проріз, що забезпечує безперешкодне переміщення шатуна щодо штока.

Колінчатий вал. Найбільш складна і дорога деталь двигуна, що приймає участь у перетворенні поступального руху в обертальний з одночасним підсумовуванням вироблюваної потужності окремими циліндрами.

Перед вивченням конструкції колінчатих валів варто розглянути найпростіші конструктивні схеми кривошипів і колінчатих валів, що часто зустрічаються в сучасних двигунах.

Як видно з рис. 1.6, кривошип колінчатого вала являє собою з'єднання наступних елементів: дві рамові шийки, одна мотилева шийка і дві щоки.

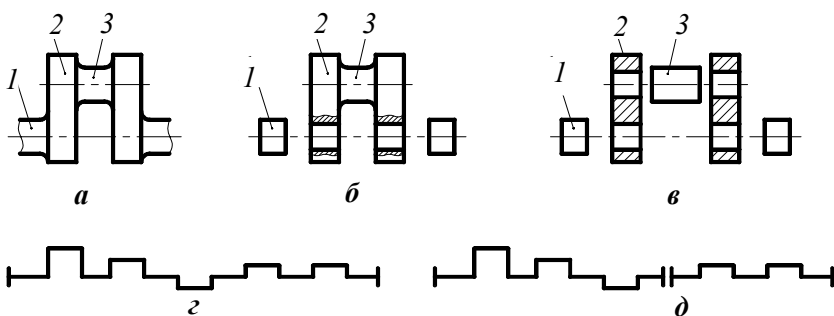


Рис. 1.6. Основні конструктивні схеми кривошипів і колінчатих валів:

1 – рамова (корінна) шийка; 2 – щока; 3 – мотилева (шатунна) шийка;
а – цільний кривошип; **б** – напівскладений кривошип; **в** – складений кривошип; **з** – цільний колінчатий вал; **д** – складений колінчатий вал

Якщо всі елементи кривошипа виготовлені з одного шматка матеріалу – кривошип називається цілним (**а**), якщо дві щоки і мотилева шийка виготовлені з одного шматка матеріалу – кривошип називається напівскладеним (**б**), якщо всі елементи виготовлені окремо – кривошип називається складеним (**в**).

У двох останніх випадках елементи з'єднуються або шляхом запресовування, або зварюванням.

Крім цього, варто знати, що в цілому колінчаті вали можуть бути цільними (**з**), або складеними (наприклад, за допомогою фланцевого з'єднання).

При вивченні конструкції колінчатих валів варто звернути увагу на вибір матеріалу, з якого виконуються вали і технологію їхнього виготовлення.

Найбільш важливою характеристикою колінчатого вала є кут заклинки між кривошипями. Під кутом заклинки ($\varphi_{\text{зкл}}$) слід розуміти кут між осями двох кривошипів тих циліндрів, однойменні такти яких йдуть послідовно.

Більш простим може бути наступне формулювання: кут заклинки є кут, на який повернеться колінчатий вал за час між двома послідовними спалахами в циліндрах двигуна.

Даний кут для рядного двигуна визначається по формулі

$$\varphi_{\text{зкл}} = \frac{360}{z \cdot i},$$

де $z = 1$ – коефіцієнт тактності для 2-тактного двигуна; $z = 0,5$ – коефіцієнт тактності для 4-тактного двигуна; i – число циліндрів двигуна.

Крім кута заклинки на взаємне розташування кривошипів у просторі впливає призначуваний порядок роботи (порядок спалахів) двигуна.

Для з'ясування взаємозв'язку між просторовим розташуванням кривошипів, кутом заклинки і порядком роботи циліндрів варто звернутися до рис. 1.7, на якому показані кути заклинки (діаграма заклинки для шестициліндрового чотиритактного двигуна з наступним порядком роботи циліндрів: 1–5–3–6–2–4).

У завершальній стадії вивчення конструкції колінчатих валів необхідно усвідомити розташування каналів для проходу змащення в елементах колінчатого вала 2- і 4-тактних двигунів. Указати на відмінність у схемах подачі масла до рамових і мотилевих шийок для тронкових і крейцкопфних двигунів. При наявності

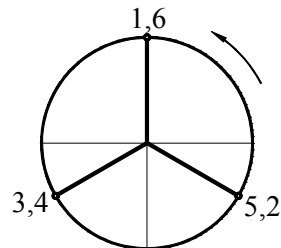


Рис. 1.7. Схема заклинки кривошипів колінчатого вала шестициліндрового 4-тактного двигуна

маховиків, противаг і демпферів указати місця їхнього кріплення на колінчатих валах.

1.2.2. Контрольні питання

1. З яких основних деталей (вузлів) складається КШМ 2-тактних і 4-тактних двигунів?

2. Чим принципово відрізняється поршень 4-тактного двигуни від поршня 2-тактного двигуни?

3. Що таке поршневий плаваючий палець?

4. Які функції виконують компресійні і маслоснімальні кільця?

5. Як здійснюється змащення циліндра тронкових і крейцкопфних двигунів?

6. Чому поршні малообертових двигунів обов'язково охолоджуються і як підводиться до них охолодна рідина?

7. Чим принципово відрізняється шатун 2-тактного двигуни від шатуна 4-тактного двигуни?

8. Які основні функції крейцкопфного вузла двигуна?

9. Чим відрізняється складений кривошип колінчатого вала від напівскладеного?

10. Як визначити кут заклинки між кривошипами колінчатого вала 2 і 4-тактних двигунів?

11. З яких матеріалів виконують підшипники колінчатого вала?

12. Як змащуються мотилеві і рамові шийки 2 і 4-тактних двигунів?

1.3. Механізм газорозподілу

Призначення механізму газорозподілу. Основні вузли і деталі механізму.

Кругові діаграми фаз газорозподілу 2-тактних і 4-тактних двигунів. Схема механізму газорозподілу 2-тактних двигунів із прямоотно-клапанною продувкою. Схема механізму газорозподілу 4-тактних двигунів.

Конструкція впускних і випускних клапанів 4-тактних двигунів. Умови роботи і матеріали клапанів. Особливості конструкції випускних клапанів 2-тактних двигунів з гідروпневматичним приводом.

Клапанні пружини, коромисла, штанги. Конструкція розподільних валів 4-тактних і 2-тактних двигунів. Основні елементи розподільних валів (кулачки впускних і випускних клапанів, кулачки паливні). Способи кріплення кулачків на розподільних валах.

Приводи розподільних валів 4-тактних і 2-тактних двигунів. [1 с. 72–80; 2, с. 62–70; 3, с. 230–245].

1.3.1. Методичні вказівки

Основне призначення механізму газорозподілу – керувати процесами випуску газів, очищення циліндрів від продуктів згоряння і наповнення циліндра свіжим зарядом повітря. Одночасно механізм газорозподілу в ряді двигунів керує роботою паливних насосів високого тиску, тобто здійснює подачу необхідної кількості палива в циліндр.

Для зручності розгляду процесів газообміну і регулювання двигуна використовуються кругові діаграми газорозподілу, характерний вид яких показаний на рис. 1.8.

Варто пам'ятати, що не всі двигуни мають потребу в механізмі газорозподілу. Наприклад, у 2-тактних двигунах з контурною чи прямоточно-щілинною продувкою циліндрів керування процесами газообміну здійснюється безпосередньо поршнями.

Процес вивчення будови механізму газорозподілу варто починати з ознайомлення з найпростішими схемами, представленими на рис. 1.9.

Представлені схеми визначають найбільш характерні конструкції механізмів. Частина зазначених на схемі деталей у ряді двигунів можуть бути відсутні. Наприклад, при верхньому розміщенні розподільного вала (над циліндром) штанги і штовхачі відсутні. Така конструкція характерна для високообертових двигунів.

По першій схемі (*а*) виконуються, в основному, газорозподільні механізми середньообертових 4-тактних двигунів. Друга схема (*б*) характерна для головних суднових крейцкопфних 2-тактних двигунів.

Існує, як перехідна між першою (*а*) і другою (*б*), схема з гідромеханічним приводом клапана. У цьому випадку клапан відкривається гідравлічно, а закривається механічно, за допомогою пружини.

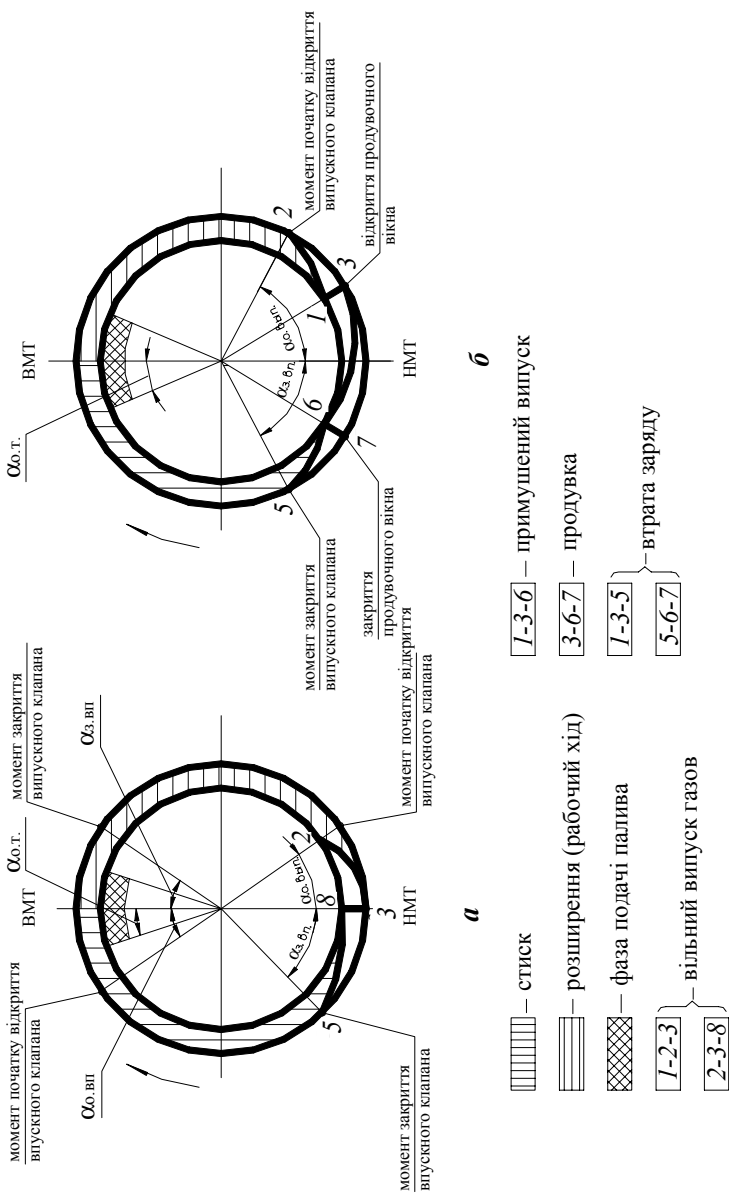


Рис. 1.8. Кругові діаграми фаз газорозподілу 4-тактного (а) і 2-тактного (б) двигуна з прямо-точно-клапанною продувкою:

$\alpha_{0, \text{вп.}}$ — кути випередження відкриття впускних і выпускних клапанів; $\alpha_{3, \text{вп.}}$, $\alpha_{3, \text{вп.}}$ — кути запізнювання закриття тих же клапанів; $\alpha_{0\text{т}}$ — кут випередження подачі палива

При вивченні механізмів представлених схем слід зазначити їхні достоїнства і недоліки. Особливо звернути увагу на необхідність установки теплового зазору в механізмі газорозподілу в кожній з цих схем.

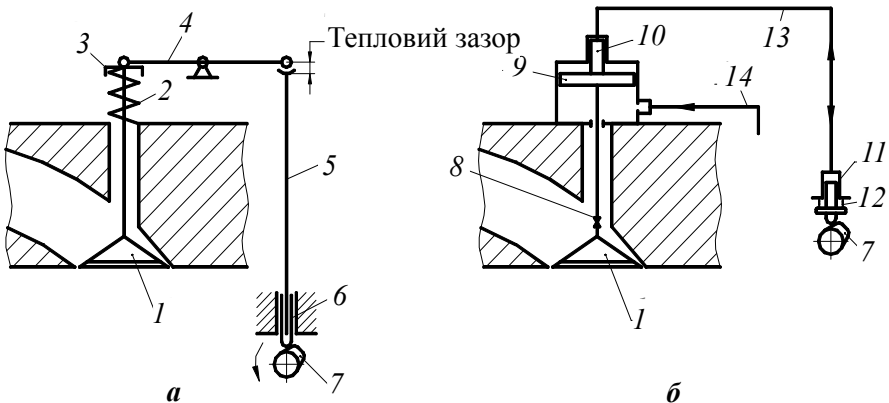


Рис. 1.9. Схеми конструктивного виконання механізмів газорозподілу:

а – з механічним приводом клапана; *б* – з гідропневматичним; 1 – клапан; 2 – пружина; 3 – тарілка; 4 – коромисло; 5 – штанга; 6 – штовхач; 7 – керуюча кулачна шайба; 8 – крильчатка; 9 – поршень пневматичного циліндра; 10 – плунжер гідроциліндра; 11 – плунжер гідроштовхача; 12 – пружина; 13 – трубопровід гідралічний; 14 – трубопровід пневматичний

Вивчення окремих деталей механізму газорозподілу бажано в такій послідовності.

Клапани. На рис. 1.10 показана схема найпростішої конструкції клапана.

При вивченні конструкції клапанів реальних двигунів звернути увагу на матеріал впускних і випускних клапанів, а також на такий факт, що тарілка впускного клапана часто має більший діаметр, чим випускного клапана.

Для двигунів, що працюють на "важких" сортах палива, необхідно передбачати пристрій для самопритирання випускного клапана (див. рис. 1.8, поз.8). Для закріплення матеріалу необхідно привести ескізи трьох клапанів, що мають характерні конструктивні відмінності.

Пружина клапана. Призначена для закриття клапана й одночасно забезпечує безвідривне обкатування ролика штовхача по кулачній шайбі. Як правило, кожен клапан забезпечується двома співосьовими пружинами з протилежним напрямком навівки, що забезпечує довговічність і надійність роботи пружин.

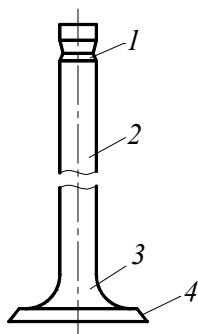


Рис. 1.10. Конструктивна схема клапана:

1 – замок для кріплення тарілки; 2 – стержень клапана; 3 – тарілка клапана; 4 – посадковий конус

Коромисло. Ця деталь виконується найчастіше у виді важеля і призначена для передачі руху від штанги до клапана. На одній стороні важеля часто виконується пристрій для регулювання теплового зазору в механізмі.

Штанга. Призначена для передачі руху від кулачної шайби до коромисла. З метою полегшення ця деталь має трубчасту форму.

Штовхач. Призначений для передачі руху від кулачної шайби до штанги. При наявності ролика в штовхачі (див. рис. 1.11) збільшується ресурс роботи механізму.

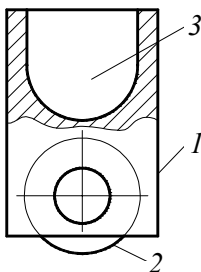


Рис. 1.11. Конструктивна схема штовхача:

1 – корпус штовхача; 2 – ролик

У верхню частину штовхача вставлена штанга, а в нижній частині розміщений ролик, яким штовхач стикається з поверхнею кулачної шайби.

При вивченні реальної конструкції необхідно звернути увагу на інші конструктивні схеми штовхачів (наприклад, важільні).

Кулачні шайби. Шайби призначені для приводу в рух усього механізму газорозподілу і забезпечення необхідного закону руху клапанів у залежності від кута повороту колінчатого вала.

Кулачки можуть бути виконані заодно з розподільним валом (для невеликих двигунів) чи кріпитися на ньому за допомогою шпонок (рис. 1.12).

При вивченні конструкції кулачних шайб варто назвати кілька марок матеріалу, застосовуваного для виготовлення шайб і технологію їхньої обробки.

Розподільний вал. Призначений для привода механізму газорозподілу, паливних насосів високого тиску, регулятора, повітророзподільника.

У залежності від типу двигуна, його оборотності можливі кілька схем розміщення розподільного вала, що показано на рис. 1.13.

З розглянутих схем, представлених на рис. 1.13, впливає наступне:

– верхнє розміщення розподільного вала доцільно для високооборотних двигунів (*а*), тому що при цьому виключається частина проміжних деталей у механізмі, а виходить, зменшуються сили інерції, що важливо для надійної роботи механізму;

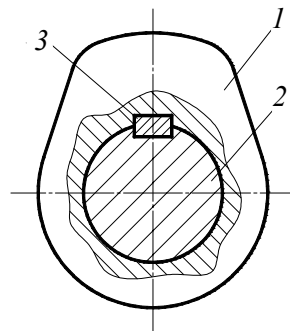


Рис. 1.12. Схема кріплення кулачної шайби за допомогою шпонкового з'єднання:

1 – кулачкова шайба; 2 – розподільний вал; 3 – шпонка

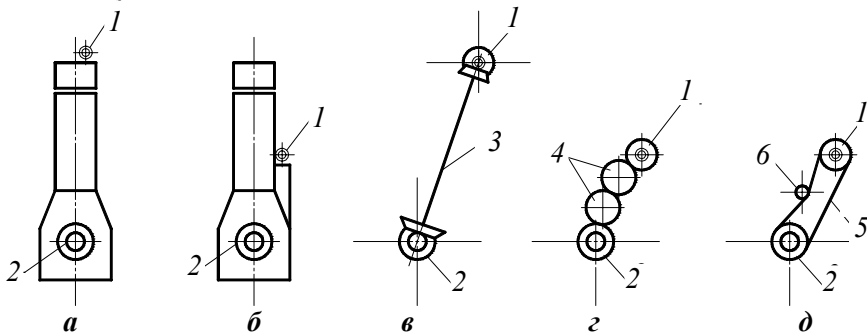


Рис. 1.13. Схема розміщення і способів приводів розподільного вала від колінчатого вала:

а – верхнє розміщення; *б* – середнє розміщення; *в* – привод за допомогою валів; *г* – з допомогою набору зубчастих коліс; *д* – за допомогою ланцюгової передачі; 1 – розподільний вал; 2 – колінчатий вал; 3 – вал з кінцевими шестірнями; 4 – набір зубчастих коліс; 5 – ланцюг; 6 – натяжний ролик

– привод за допомогою конічної передачі (6) доцільний при верхнім розміщенні розподільного вала;

– ланцюговий привод доцільний при верхнім розміщенні розподільного вала високооберткових двигунів і при середньому розміщенні розподільного вала двигунів великих розмірів (малооберткові двигуни);

– в інших випадках переважає привод розподільного вала за допомогою зубчатих коліс.

При вивченні конструкції розподільних валів і їхніх приводів необхідно дати достатнє обґрунтування кожної з прийнятих схем, зіставляючи варіанти між собою.

1.3.2. Контрольні питання

1. Яке призначення механізму газорозподілу?
2. Як співвідносяться між собою частота обертання колінчатого вала і вала розподільного для 4-тактних і 2-тактних двигунів?
3. Що таке "кругова діаграма" фаз газорозподілу?
4. Які деталі утворюють механізм газорозподілу двигуна?
5. Яка будова розподільного вала?
6. Скільки кулачних шайб розташовується на розподільному валу?
7. Чим відрізняється клапан впускний від випускного?
8. Які типи приводів розподільних валів застосовують у ДВЗ?
9. Які переваги має пневматичний привод перед механічним?
10. Що таке тепловий зазор у механізмі газорозподілу, для чого він потрібний і де він контролюється?

2. ДИНАМІКА ДВЗ

2.1. Призначення кривошипно-шатунних механізмів (КШМ) двигунів внутрішнього згоряння

Класифікація КШМ по основним ознакам. Достоїнства і недоліки двигунів зі зміщеними КШМ і з КШМ, що мають причіпний шатун.

[4, с.4–6]

2.1.1. Методичні вказівки

Основне призначення КШМ загальновідоме – перетворювати поступальний рух поршня в обертальний рух колінчатого вала.

Найбільш відомі конструктивні схеми КШМ приведені на рис. 2.1.

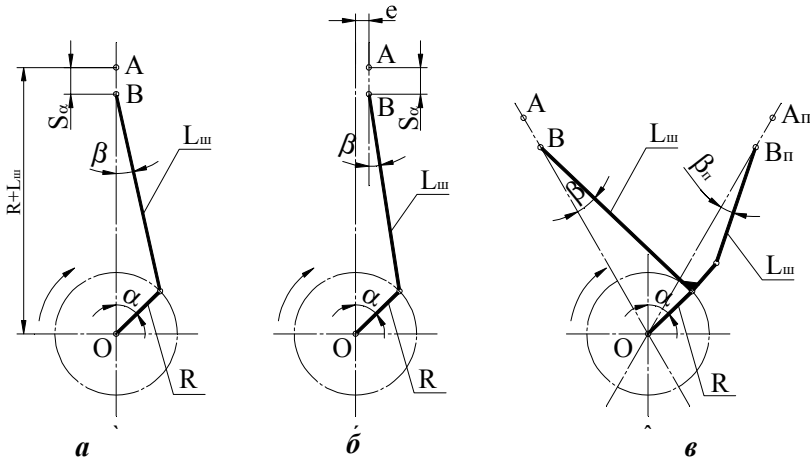


Рис. 2.1. Типи КШМ:

а – центральний КШМ; **б** – зміщений КШМ; **в** – КШМ із причіпним шатуном; $L_{ш}$ – довжина шатуна; $L_{пш}$ – довжина причіпного шатуна; α – кут повороту кривошипа; β – кут відхилення основного шатуна; $\beta_{п}$ – кут відхилення причіпного шатуна; e – дезаксаж (зсув) механізму; s_α – переміщення поршня (головного підшипника)

Для більш глибокого вивчення представлених схем варто звернутися до рекомендованої літератури. При цьому варто засвоїти достоїнства і недоліки кожної з представлених схем. Особливу увагу варто звернути на першу схему (центральный КШМ), тому що це основна схема, на базі якої побудована переважна більшість реальних двигунів.

Що стосується другої схеми, її суть у тім, що вісь обертання кривошипа і вісь циліндра не перетинаються (зміщені). Суть третьої схеми – центр осі шатунного підшипника причіпного шатуна не співпадає з центром шатунного підшипника основного шатуна, а, отже, рухається по траєкторії, що не співпадає з колом.

Варто мати на увазі, що крім розглянутих типів КШМ, існують і інші схеми перетворення зворотно-поступального руху в обертальний (прикладом цього можуть служити безшатунні двигуни).

2.1.2. Контрольні питання

1. Який КШМ називають центральним?
2. Що таке дезаксаж (зсув) механізму?
3. Що дає зсув КШМ?
4. Чи можуть бути двигуни зі зміщенням КШМ реверсивними?
5. Які достоїнства і недоліки мають двигуни, у яких КШМ має причіпний шатун?

2.2. Кінематика і динаміка центрального КШМ

Аналітична залежність переміщення поршня (головного підшипника) від кута повороту кривошипа. Аналітична залежність швидкості і прискорення переміщення поршня (головки підшипника) від кута повороту кривошипа. Способи графічного визначення переміщення, швидкості і прискорення поршня в залежності від кута повороту кривошипа.

[1, с. 279–281; 4, с. 4–11]

2.2.1. Методичні вказівки

При аналітичному визначенні варто користатися залежностями: для переміщення поршня

$$S_{\alpha} = R \cdot [(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_{ш}}{4} (1 - \cos 2\alpha)], \quad (2.1)$$

для визначення швидкості

$$v_{\alpha} = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda_{ш}}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (2.2)$$

для визначення прискорення

$$j_a = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_{ш} \cdot \cos 2\alpha). \quad (2.3)$$

У приведених виразах:

ω – кутова швидкість кривошипа, рад/в;
 R – радіус кривошипа колінчатого вала, м;
 α – кут повороту кривошипа (відлік кута від положення кривошипа у ВМТ), град;

$\lambda_{\text{ш}}$ – відносна величина радіуса кривошипа;

$$\lambda_{\text{ш}} = \frac{R}{L_{\text{ш}}},$$

де R – радіус кривошипа, м; $L_{\text{ш}}$ – довжина шатуна, м.

Вищенаведені формули дають наближені значення обумовлених величин і застосовуються при ручному рахунку.

В даний час при використанні електронних обчислювальних пристроїв варто користатися точними виразами для визначення переміщення і прискорення:

$$S_{\alpha} = R \cdot \left(1 + \frac{1}{\lambda_{\text{ш}}} - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda_{\text{ш}}} (\arcsin(\lambda_{\text{ш}} \cdot \sin \alpha)) \right), \quad (2.5)$$

$$j_a = R \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{\cos(\alpha + \arcsin(\lambda_{\text{ш}} \cdot \sin \alpha))}{\cos(\arcsin(\lambda_{\text{ш}} \cdot \sin \alpha))} \right) + \lambda_{\text{ш}} \cdot \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3(\arcsin(\lambda_{\text{ш}} \cdot \sin \alpha))}. \quad (2.6)$$

Незважаючи на удавану громіздкість, при машинному рахунку процес обчислень по точним формулам не представляє ніяких труднощів.

2.2.2. Контрольні питання

1. Що таке безрозмірний параметр КШМ $\lambda_{\text{ш}}$?
2. Які недоліки мають графічні способи для визначення шляху, швидкості і прискорення поршня?
3. Чому рівна швидкість і прискорення поршня при положенні КШМ у ВМТ і НМТ?
4. При яким приблизно положенні кривошипа швидкість поршня досягає максимальної величини?

2.3. Динамічна модель КШМ

Необхідність створення динамічної моделі КШМ. Складання динамічної моделі КШМ. Динамічна модель шатуна. Динамічна модель кривошипа. Визначення величини маси поступально рухомих частин КШМ. Визначення величини маси обертових частин механізму. Розрахункова модель КШМ. Поняття про питомі маси механізму. Зміст їхнього введення.

[4, с. 8–13]

2.3.1. Методичні вказівки

Для вивчення динаміки треба реальний КШМ замінити його динамічною (розрахунковою) моделлю. Якщо цього не зробити, то поставлена задача вивчення динаміки КШМ виявиться нерозв'язною. Якщо такої заміни не зробити, то через розподіл мас уздовж довжини ланок КШМ (шатун і кривошип) кількість рівнянь, що описують динаміку руху КШМ, буде нескінченно великою, що позначиться на нереальності рішення.

У зв'язку з цим слід в реальному КШМ виділити наступні елементи.

Ланки механізму (у загальному випадку): поршень, шток, шатун, кривошип.

Маси механізму: комплект деталей поршня, шток, крейцкопф, шатун, кривошип.

Для переходу до розрахункової моделі механізму необхідно прийняти наступні допущення:

- усі деталі КШМ є абсолютно жорсткими;
- маси поршня, штока, комплекту крейцкопфа утворюють зосереджену масу, розташовану в центрі головного підшипника;
- маса шатунної шийки є зосередженою в центрі мотилевого підшипника;
- маса корінної (рамової шийки) зосереджена в центрі корінного підшипника;
- маси шатуна і кривошипа (двох щік) є розподіленими.

Уся проблема переходу до динамічної моделі КШМ складається в еквівалентній заміні розподілених мас шатуна і кривошипа масами, зосередженими.

На рис. 2.2 показана конструктивна схема реального шатуна і його динамічна модель.

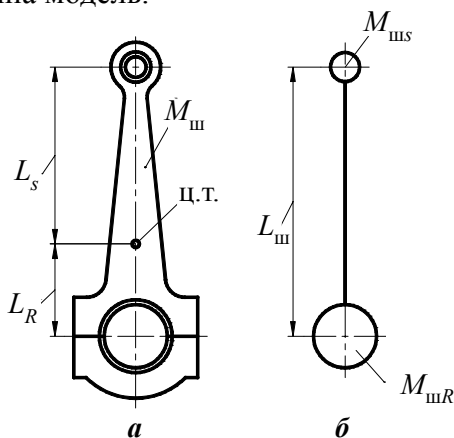


Рис. 2.2. Побудова динамічної моделі шатуна:

а – конструктивна схема шатуна; **б** – розрахункова модель; ц.т. – центр маси; $M_{ш}$ – маса шатуна; $M_{шс}$ – частина маси шатуна, зосереджена в центрі головного підшипника; $M_{шR}$ – частина маси шатуна, зосереджена в центрі мотильового підшипника

Як видно з рис. 2.2, реальна маса шатуна замінена двома зосередженими масами, що є не зовсім точно. Для більш точної заміни загальну масу шатуна варто було б рознести по трьох точках, що впливає з наступних трьох умов подібності:

$$M_{ш} = M_{шс} + M_{шR} \quad \text{– подібність по балансу мас;}$$

$$M_{шс} \cdot L_s = M_{шR} \cdot L_R \quad \text{– подібність статична;}$$

$$M_{шс} \cdot L_s^2 = M_{шR} \cdot L_R^2 \quad \text{– подібність динамічна.}$$

Однак це приводить до істотного ускладнення розрахунків при малозначному їхньому уточненні.

Тому варто обмежитися спрощеною моделлю (рис. 2.2,б), тобто виконати тільки перші дві умови.

Для знаходження $M_{шс}$ і $M_{шR}$ можна скористатися наступними виразами:

$$M_{шс} = K_{ш} \cdot M_{шR}, \quad M_{шR} = (1 - K_{ш}) \cdot M_{ш},$$

де $K_{\text{ш}}$ – коефіцієнт розподілу мас. По дослідним даним:

$K_{\text{ш}} = (0,20 \dots 0,25)$ – для високооберткових і середньооберткових двигунів;

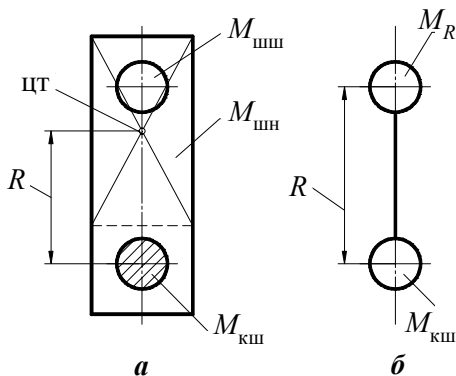
$K_{\text{ш}} = (0,30 \dots 0,35)$ – для малооберткових двигунів. Для визначення $K_{\text{ш}}$ можна скористатися формулою

$$K_{\text{ш}} = 0,2 \frac{(0,001 \cdot n)^2 + 2}{(0,001 \cdot n)^2 + 1}, \quad (2.7)$$

де n – частота обертання колінчатого вала, хв^{-1} .

На рис. 2.3 приведена конструктивна схема щоки кривошипа і його динамічна модель.

При переході від реальної щоки до її моделі можна застосувати такий спосіб.



Спочатку визначити урівноважену частину щоки (симетричну щодо осі обертання колінчатого вала). Після цього масу частини щоки, що залишилася, (неврівноважена частина) варто замінити еквівалентною масою, розмістивши її в центрі шатунної шийки.

Рис. 2.3. Конструктивна схема щоки (а) і її динамічна модель (б):

R – радіус кривошипа; $M_{\text{шп}}$ – маса шатунної шийки; $M_{\text{кш}}$ – маса корінної шийки; M_R – маса кривошипа; цт – центр маси неуврівноваженої частини щоки; $M_{\text{шн}}$ – маса неуврівноваженої частини щоки

$$M_{\text{ше}} = M_{\text{шн}} \cdot \frac{R_{\text{шн}}}{R} \quad (2.8)$$

При складній конфігурації щоки для визначення еквівалентної маси необхідно скористатися розподілом

щоки на елементарні ділянки, утворені дугами кіл, проведеними з центра колінчатого вала.

Після зроблених замін динамічна модель КШМ має вид, представлений на рис. 2.4.

При розгляді динамічної моделі варто пам'ятати, що усі ланки КШМ абсолютно жорсткі. Таке допущення дозволить повністю вирішити поставлену задачу по знаходженні сил, що діють у працюючому механізмі.

При більш глибокому вивченні динаміки КШМ складові ланки механізму приймаються як пружні, але це виходить за межі даного курсу. Що стосується маси, розміщеної в центрі корінної шийки, то нею можна знехатити, тому що її наявність не викликає появи сил інерції в механізмі.

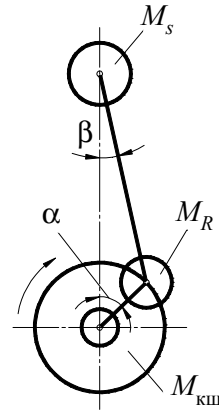


Рис. 2.4. Динамічна модель КШМ:

M_s – зосереджена маса, розташована в центрі головного підшипника, яка здійснює зворотно-поступальний рух; $M_{кш}$ – зосереджена маса в центрі корінного підшипника; M_R – зосереджена маса в центрі мотилевого підшипника

2.3.2. Контрольні питання

1. Що таке динамічна модель КШМ і в чому полягає необхідність її створення?

2. Які деталі КШМ можна умовно віднести до таких, що представляють зосереджені маси?

3. Які деталі КШМ повинні вважатися, як такі що представляють розподілені маси?

4. Як і з якою метою застосовується заміна реального шатуна його динамічною моделлю?

5. Яка динамічна модель реального шатуна?

6. Як і в якому співвідношенні замінити реальну розподілену масу шатуна зосередженими масами?

7. Як і з якою метою застосовується заміна реального кривошипа його динамічною моделлю?

8. Який вид має динамічна модель реального КШМ двигуна?

2.4. Визначення величини зосереджених мас

Маси, що роблять зворотно-поступальний рух. Місце їхнього розташування. Способи їхнього визначення.

Маси, що беруть участь в обертальному русі і способи їхнього визначення. Абсолютні і питомі маси механізму. Доцільність переходу від абсолютних мас до мас питомих.

[1, с. 281–283; 4, с. 12–13]

2.4.1. Методичні вказівки

Після створення динамічної моделі варто визначити величину зосереджених мас у характерних точках механізму з наступних понять:

– поступально рухомі маси, розміщені в центрі головного підшипника

$$M_s = M_{\text{п}} + M_{\text{шт}} + M_{\text{кр}} + M_{\text{шс}}, \quad (2.9)$$

де $M_{\text{п}}$ – маса комплексу поршня, кг; $M_{\text{шт}}$ – маса комплексу штока, кг; $M_{\text{кр}}$ – маса комплексу крейцкопфа, кг; $M_{\text{шс}}$ – частина маси шатуна, що робить поступальний рух;

– оберткові маси, розміщені в центрі мотильового підшипника

$$M_R = M_{\text{шш}} + 2M_{\text{шс}} + M_{\text{шR}}, \quad (2.10)$$

де $M_{\text{шш}}$ – маса шатунної шийки, кг;

$$M_{\text{шш}} = 0,785(d_{\text{ш}}^2 - d_0^2) \cdot l_{\text{шш}} \cdot \rho, \quad (2.11)$$

де $d_{\text{ш}}$ – діаметр шатунної шийки, м; d_0 – діаметр внутрішнього отвору в шатунній шийці, м; $l_{\text{шш}}$ – довжина шатунної шийки, м; ρ – щільність матеріалу шейки, кг/м³; $M_{\text{ше}}$ – див. п.2.3.1; $M_{\text{ш}}$ – див. п. 2.3.1.

Отримані величини мас є абсолютними, тобто при використанні їх у розрахунках будуть отримані сили інерції, виражені в кН, що в ряді випадків при розрахунках міцності деталей цілком достатньо.

Однак у більшості випадків потрібно знання не просто сил інерції, як таких, а результуючих (сумарних), що одержують при підсумовуванні їх з іншими, наприклад, із силами від тиску газів. Останні, як правило, задані індикаторною діаграмою, і мають розмірність тиску (МПа).

Якщо ввести поняття "питома маса", то сили інерції будуть

мати ту ж розмірність тиску (МПа), що дозволить їх підсумовувати з координатами індикаторної діаграми, не виконуючи додаткових перерахунків.

Питомі маси визначаються в такий спосіб:

– для поступально рухомих деталей

$$m_s = \frac{M_s}{F_{\text{ц}}}, \quad (2.12)$$

– для обертових деталей

$$m_R = \frac{M_R}{F_{\text{ц}}}, \quad (2.13)$$

де $F_{\text{ц}}$ – площа поперечного перерізу циліндра, м²;

$$F_{\text{ц}} = 0,785 \cdot D_{\text{ц}}^2,$$

де $D_{\text{ц}}$ – діаметр циліндра, м.

Крім цього, варто додати, що при використанні питомих мас, їхні величини (при відсутності даних) можна приймати за даними близьких по типу двигунів, тому що в цьому випадку питомі маси дуже близькі. Таким чином, вдається уникнути труднощів при відсутності даних по масах конкретних деталей при ескізних проектах двигунів.

Дані по величинах мас m_s і m_R для деяких двигунів наведені у таблиці.

2.4.2. Контрольні питання

1. Які деталі КШМ двигуна роблять зворотно-поступальний рух?

2. Які деталі КШМ двигуна роблять обертальний рух?

3. Які деталі КШМ двигуна беруть участь одночасно в поступальному й обертальному русі?

4. Як визначити величину мас M_s , зосереджену в центрі головного підшипника?

5. Як визначити величину мас M_R , зосереджену в центрі мотилового підшипника?

6. Чому маси, зосереджені в центрі рамового підшипника, не роблять впливу на динаміку двигуна?

7. Чим викликаний перехід від величини повних мас до мас питомих?

2.5. Побудова діаграм динаміки

Силова схема КШМ. Характер дії сил, що виникають при роботі двигуна, їхній вплив на двигун у цілому.

Розрахункові формули для визначення величини рушійної сили ($P_{\text{дв}}$), що діє в КШМ. Методика побудови діаграми рушійної сили, характерний вид діаграми $P_{\text{дв}}$.

Розрахункові формули для визначення величини нормальної сили (N). Методика побудови діаграми сили N і характерний вид діаграми. Вплив сили N на двигун у цілому.

Розрахункові формули для визначення величини сили (Q), що діє уздовж осі шатуна.

Методика побудови діаграми сили Q і характерний вид діаграми.

Розрахункові формули для визначення величини радіальної сили (Z), що діє уздовж радіуса кривошипа, і тангенціальної сили (T), що діє дотично до траєкторії центра шатунної шийки.

Методика побудови діаграми радіальної сили (Z) і тангенціальної сили (T) і характерний вид діаграм.

Сумарна тангенціальна (ΣT) сила. Побудова діаграми (ΣT). Визначення величини середньої сумарної ($\Sigma T_{\text{ср}}$) тангенціальної сили і побудова діаграми. Перехід від діаграми ΣT до діаграми сумарного крутного моменту.

Визначення індикаторної потужності по діаграмі " ΣT ".

[1, с. 283–290; 287–289; 4, с. 13–33]

2.5.1. Методичні вказівки

Перед визначенням величини сил, що діють у КШМ працюючого двигуна і побудовою їхніх діаграм, необхідно розглянути силову схему КШМ (рис. 2.5).

Розгляд силової схеми варто починати з визначення рушійної сили (сумарної), що діє в КШМ.

$$P_{\text{руш}} = P_{\Gamma} + P_s + P_{\text{т}} + P_{\Pi} + P_{\text{тр}}, \text{ МПа} \quad (2.15)$$

де P_{Γ} – сила від тиску газів; P_s – сила інерції від поступальних мас механізму; $P_{\text{т}}$ – сила ваги від поступальних мас; P_{Π} – сила, що діє на поршень з його тильної сторони; $P_{\text{тр}}$ – сила тертя, що виникає при русі поступально рухомих деталей.

Примітка. Як було сказано раніше, у зв'язку з введенням поняття "питомі маси", далі під силами будемо розуміти їхні питомі значення, тобто такі, які мають розмірність МПа.

Визначення складових $P_{\text{руш}}$ вимагає спеціальних пояснень у залежності від обраного способу розрахунку (ручний чи машинний) і методу побудови діаграм.

Ручний рахунок

Побудова діаграми тиску газів варто проводити без проведення розрахунків, а безпосередньо роблячи перебудування згорнутої індикаторної діаграми в розгорнуту, використовуючи спосіб Брікса, за схемою, представленій на рис. 2.6.

На рис. 2.6 показана схема індикаторної діаграми для розрахункового циклу 4-тактного двигуна (без нанесення ліній впуску і випуску).

Порядок перебудування наступний:

- під згорнутою індикаторною діаграмою на її довжині (l_d), як на діаметрі будується півколо з центром у точці 0;
- далі убік НМТ відкладається поправка Брікса

$$00' = \frac{l_d \cdot \lambda_{\text{ш}}}{4} \quad (2.16)$$

де l_d – відстань між ВМТ і НМТ (береться в мм безпосередньо з креслення); $\lambda_{\text{ш}}$ – відносний радіус кривошипа (параметр КШМ);

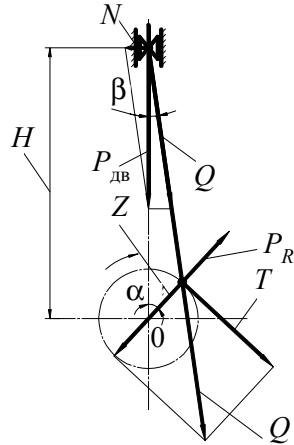


Рис. 2.5. Силовая схема КШМ

$$\lambda_{\text{ш}} = \frac{S}{2 \cdot l_{\text{ш}}},$$

де S – хід поршня, м; $\epsilon_{\text{д}}$ – дійсний ступінь стиску; $l_{\text{ш}}$ – довжина шатуна, м; ($l_{\text{ш}}$ можна визначити по кресленню поперечного виду двигуна або взяти з даних по двигуну);

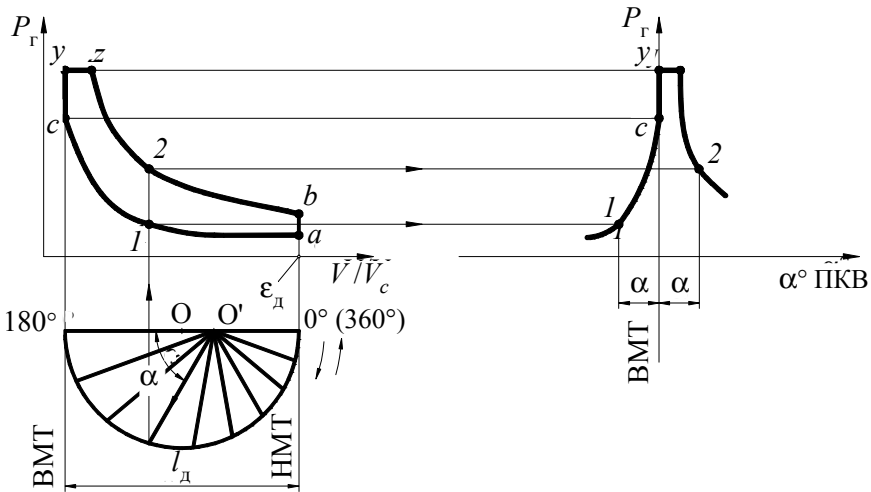


Рис. 2.6. Схема перебудовання індикаторної діаграми

- з точки O' (полюс діаграми Брікса) провести промені під рівними кутами до перетинання з півколом;
- на прикладі кута α (до і після ВМТ) стрілками показана схема визначення точки 1 на лінії стиску і точки 2 на лінії розширення розгорнутої діаграми;
- далі, рухаючись уздовж півкола і переходячи від кута до кута, одержимо повну розгорнуту індикаторну діаграму.

Перебудовання індикаторної діаграми для 2-тактного двигуна по способу Брікса вимагає деяких пояснень, суть яких видно з фрагмента, представленого на рис. 2.7 (для 2-тактних двигунів із прямоотночно-клапанною системою газообміну).

Суть перебудовання залишається колишньою. Єдине, що потрібно визначити – це діаметр півкола, тобто величину $l_{\text{д}}$ для вихід-

ної індикаторної діаграми, побудованої для відносних об'ємів циліндра V/V_c .

У цьому випадку лінія НМТ визначається геометричним ступенем стиску

$$\varepsilon_{\Gamma} = \frac{\varepsilon_d - \psi_s}{1 - \psi_s}, \quad (2.18)$$

де ε_d – дійсний ступінь стиску, призначуваний у розрахунку робочого циклу; ψ_s – частка втраченого ходу:

$$\psi_s = \frac{h}{S}, \quad (2.19)$$

де h – висота продувного вікна; S – хід поршня.

Величина ψ_s або приймається по конструктивним співвідношенням двигуна, або приймається в розрахунку робочого циклу.

Розрахунок і побудова діаграми сил інерції від поступальних мас

Розрахунок варто вести по спрощеній формулі

$$P_s = -m_s \cdot \gamma_{\alpha} = -m_s \cdot \omega^2 \cdot R(\cos \alpha + \lambda_{ш} \cdot \cos 2\alpha), \quad (2.20)$$

а результат представляти у виді таблиці (табл. 2.1).

Таблиця 2.1. Сили інерції від поступальних мас

α°	$\cos \alpha$	$\cos 2\alpha$	$\lambda_{ш} \cos 2\alpha$	$m_s \cdot \omega^2 \cdot R(\cos \alpha + \lambda_{ш} \cdot \cos 2\alpha)$
0	1	1	$\lambda_{ш}$	$m_s \cdot \omega^2 \cdot R(1 + \lambda_{ш})$
180	-1	1	$\lambda_{ш}$	$m_s \cdot \omega^2 \cdot R(-1 + \lambda_{ш})$

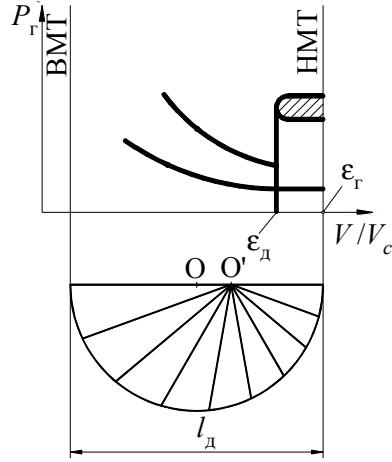


Рис. 2.7. До перепобудови індикаторної діаграми 2-тактного двигуна

На рис. 2.8 показаний характерний вид діаграми сил інерції.

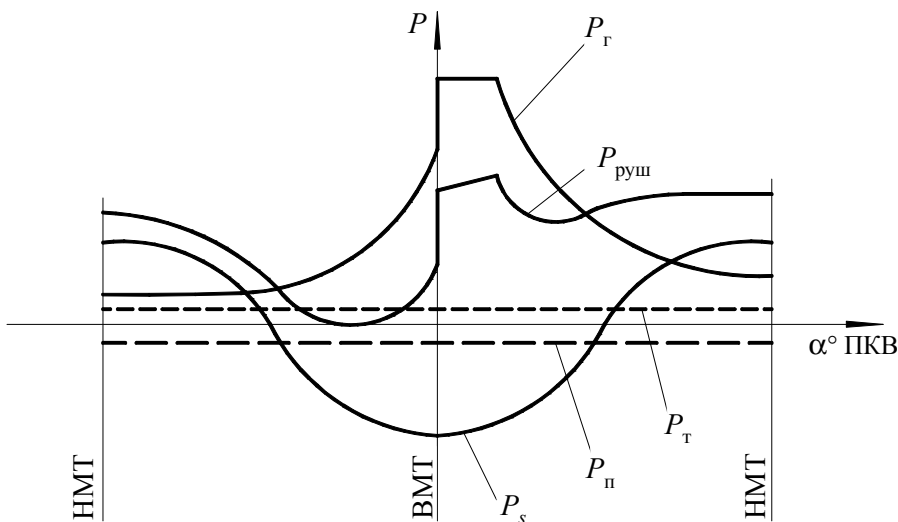


Рис. 2.8. Діаграми рушійної сили ($P_{руш}$) і її складових ($P_г, P_с, P_т, P_п$)

Визначення сили $P_т$.

Сила ваги визначається по формулі

$$P_т = m_s \cdot g. \quad (2.21)$$

Діаграма $P_т = f(\alpha)$ представляється прямою лінією (див. рис. 2.8)

Визначення сили $P_п$.

Ця сила створюється за рахунок тиску газового середовища, діючого на тильну частину поршня. З чого випливає, що для тронкових двигунів необхідно прийняти

$$P_п \approx P_0, \quad (2.22)$$

де $P_0 = 0,101 \text{ МПа}$ – атмосферний тиск а для крейцкопфних двигунів (за діафрагмою)

$$P_п = P_к, \quad (2.23)$$

де $P_к$ – тиск наддувного повітря, МПа.

Що стосується останнього доданку у формулі 2.15, то звичайно силою тертя зневажають через складність її обліку і незначної величини.

Після визначення всіх складових $P_{\text{руш}}$, вони наносяться на загальні координатні осі, що показано на рис. 2.8.

Дані діаграми приведені тільки на ділянці одного обороту, що відповідає роботі 2-тактного двигуна. Якщо перейти до 4-тактного двигуна, довжина діаграми подвоїться за рахунок такту наповнення (ліворуч від приведеної діаграми) і такту випуску (праворуч). На доданих ділянках переважної для $P_{\text{руш}}$ буде сила інерції P_s .

Діаграма сил газів на доданих ділянках буде представляти горизонтальні лінії, обумовлені величиною тиску наддувного повітря.

Діаграми сил P_t і $P_{\text{п}}$ на доданих ділянках будуть мати колишній характер.

Після визначення рушійної сили $P_{\text{руш}}$ і побудови відповідних діаграм можна перейти до визначення інших сил, що є похідними від $P_{\text{руш}}$.

На рис. 2.5 показане розкладання сил у центрі головного і мотилевого підшипників.

Загальноприйняті найменування сил наступні:

N – нормальна сила, що діє перпендикулярно осі циліндра;

Q – сила, що діє уздовж осі шатуна;

Z – радіальна сила, що діє уздовж радіуса кривошипа;

T – тангенціальна сила, що діє по дотичній до траєкторії центра мотилевого підшипника.

Визначення сили N і побудова діаграми.

Розрахунок варто вести по формулі

$$N = P_{\text{руш}} \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (2.24)$$

Сам по собі розрахунок не являє собою складності, але незручність його проведення зв'язана з використанням допоміжних таблиць по визначенню $\operatorname{tg} \beta$ як функції від кута повороту кривошипа α і постійної КШМ $\lambda_{\text{ш}}$.

При побудові діаграми $N = f(\alpha)$ необхідно прийняти до уваги наступне правило: напрямок сили N вважається позитивним, якщо

він збігається з напрямком цієї сили на такті робочого ходу (див. рис. 2.9).

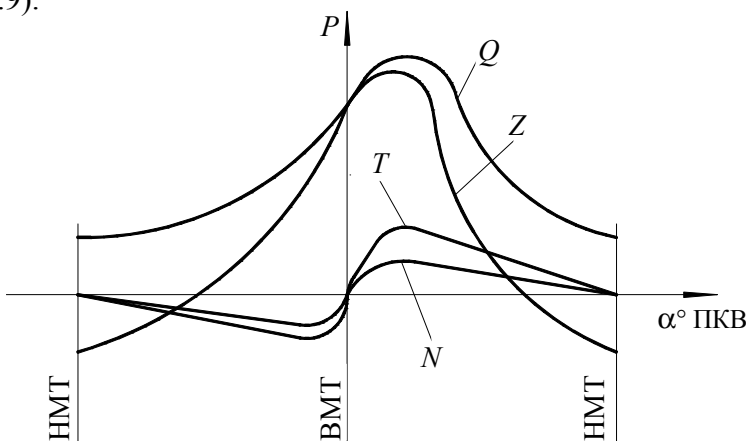


Рис. 2.9 Діаграми сил, що діють у КШМ

При вивченні характеру сили N варто звернути увагу, що вплив цієї сили на втулку (у тронкових двигунів) чи на направляючі (у крейцкопфних двигунів) приводить до зносу поверхонь деталей, через які ця сила передається, що фактично приводить до зниження ресурсу двигунів.

Другим небажаним явищем, викликаним силою N , є явище перекладки поршня. Це відбувається при проходженні поршнем району ВМТ (між тактами стиску і розширення), коли за рахунок зміни напрямку дії сили N поршень відходить від однієї сторони втулки і притискається до протилежної. Це явище супроводжується ударними навантаженнями, підвищенням шуму двигуна й ін.

Визначення величини сили Q і побудова діаграми

Розрахунок варто вести по спрощеній формулі

$$Q = \frac{P_{\text{руш}}}{\cos \beta}. \quad (2.25)$$

При використанні цієї формули виникає теж незручність, а саме – використання спеціальних таблиць по визначенню $\cos \beta$ як функцію $\cos \beta = f(\alpha, \lambda_{\text{ш}})$.

При побудові діаграми $Q = f(\alpha)$ варто дотримувати такого пра-

вила: сила Q вважається позитивною, якщо вона викликає деформацію стиску шатуна, а при розтяганні – вона негативна. Загальний вид діаграми $Q=f(\alpha)$ характер її зміни, приведений на рис. 2.9.

Визначення сили Z і побудова діаграми

Обчислення варто робити по спрощеній формулі

$$Z = P_{\text{руш}} \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (2.26)$$

При побудові діаграми $Z=f(\alpha)$ варто дотримувати правила: якщо сила Z викликає деформацію стиску, ця сила вважається позитивною; у противному випадку – вона негативна.

При вивченні сили Z варто пам'ятати, що ця сила створюється тільки за рахунок рушійної сили в головному підшипнику ($P_{\text{руш}}$). Якщо ж врахувати наявність відцентрових сил P_R , то на рамовий підшипник буде діяти сила $(Z - P_R)$, якщо на валу немає противаг. Наявність противаг ще значніше зменшує радіальну силу.

Для побудови сили, що діє на мотилевий підшипник, необхідно від сили Z відняти відцентрову силу, створювану масами мотилової шийки і нижньої головки шатуна.

Загальний вид діаграми $Z=f(\alpha)$ і її характер показані на рис. 2.9.

Визначення сили T і побудова діаграми

Обчислення варто робити по спрощеній формулі

$$T = P_{\text{руш}} \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (2.27)$$

При побудові діаграми тангенціальної сили варто приймати силу T позитивною, якщо її напрямок збігається з напрямком обертання кривошипа. На рис. 2.9 показаний загальний вид діаграми $T=f(\alpha)$.

Не важко помітити, що діаграма $T=f(\alpha)$ має такий же характер зміни, що і $N=f(\alpha)$. Основна відмінність полягає в різниці величин ординат. Як для визначення $T=f(\alpha)$, так і $Z=f(\alpha)$ необхідні спеціальні таблиці тригонометричних функцій.

Машинний рахунок

З огляду на те, що в даний час повсюдно розрахунки виконуються з використанням ЕОМ, немає ніяких проблем при розрахунках динаміки двигуна застосовувати точні формули, що виключають необхідність використання таблиць тригонометричних функцій.

Приведемо точні формули для аналітичного визначення всіх сил, що діють у КШМ.

Сили тиску газів:

– на лінії політропного стиску (ділянка "a-c")

$$P_{сж} = \frac{P_c}{\left(\frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left(1 + \frac{1}{\lambda_{ш}} - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda_{ш}} \cos(\arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \alpha)) \right) + 1 \right)^{n_1}}, \quad (2.28)$$

– на лінії політропного розширення (ділянка "z-b")

$$P_{рш} = \frac{P_z \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \left(1 + \frac{1}{\lambda_{ш}} - \cos \alpha - \frac{1}{\lambda_{ш}} \cos(\arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \alpha)) \right) + 1 \right)^{n_2}}, \quad (2.29)$$

де P_c – тиск наприкінці стиску, МПа; P_z – максимальний тиск у циліндрі, МПа; ρ – ступінь попереднього розширення; $\lambda_{ш}$ – див. вище; n_1 – показник політропи стиску; n_2 – показник політропи розширення; ε – дійсний ступінь стиску.

Усі перераховані величини беруться з розрахунку робочого циклу.

Сили інерції від поступальних і обертових мас, відповідно

$$P_s = -m_s \cdot R \cdot \omega^2 \times \left(\frac{\cos(\alpha + \arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \alpha))}{\cos(\arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \alpha))} + \lambda_{ш} \cdot \frac{\cos 2\alpha}{\cos(\arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \alpha))} \right); \quad (2.30)$$

$$P_s = -m_s \cdot \omega^2 \cdot R. \quad (2.31)$$

Усі величини, що входять у ці формули, раніше згадувалися.

Інші сили, що діють у КШМ:

– нормальна сила

$$N = P_{пуш} \cdot \operatorname{tg}(\arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \alpha)); \quad (2.32)$$

– сила, що діє уздовж осі шатуна

$$Q = \frac{P_{пуш}}{\cos(\arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \alpha))}; \quad (2.33)$$

– радіальна сила

$$Z = P_{пуш} \frac{\cos(\alpha + \arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \alpha))}{\cos(\arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \alpha))}; \quad (2.34)$$

– тангенціальна сила

$$T = P_{пуш} \frac{\sin(\alpha + \arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \alpha))}{\cos(\arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \alpha))}. \quad (2.35)$$

Усі запропоновані точні формули лежать в основі програм для виконання розрахунків динаміки двигуна на персональних комп'ютерах.

Незалежно від прийнятого способу розрахунку (ручний чи машинний) результати розрахунків динаміки варто заносити в нижче приведену табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Сили, що діють у КШМ (МПа)

α°	P_r	P_s	$P_{руш}$	N	Q	Z	T
0							
5							
10							
...							

Побудова діаграми сумарної тангенціальної сили

Під сумарною тангенціальною силою розуміється сила, отримана шляхом підсумовування тангенціальних сил, прикладених до кожного кривошипа колінчатого вала, починаючи з першого циліндра, переміщаючись до вихідного фланця колінчатого вала.

Сумарна тангенціальна сила вважається умовно прикладеною до останнього кривошипа колінчатого вала.

Для побудови діаграми сумарної тангенціальної сили необхідно знати наступне:

- дані по тангенціальній силі одного циліндра (див. останній стовпець таблиці 2.2);
- порядок роботи (спалахів) циліндрів;
- кут заклинки між кривошипами колінчатого вала (див. 1.2.1);

Побудова діаграми сумарної тангенціальної сили може здійснюватись або графічним, або табличним способом.

Суть графічного способу складається в нанесенні діаграм тангенціальних сил усіх циліндрів з урахуванням зсуву кожної з них на кут заклинки між кривошипами.

Потім для одержання сумарної діаграми досить зробити геометричне додавання ординат усіх діаграм з урахуванням їх знака.

Покажемо побудову діаграми сумарної тангенціальної сили табличним методом на прикладі 4-тактного шестициліндрового двигуна, у якого:

- порядок спалахів 1-5-3-6-2-4;
- кут заклинки кривошипів $\phi_{зкл} = 120^\circ$.

Діаграма сумарної тангенціальної сили (ΣT) будується тільки на ділянці $\phi_{зкл} = 120^\circ$, що відповідає періоду її зміни (далі діаграма буде повторюватися).

Схема заповнення і виконання розрахунків показана у табл. 2.3.

Таблиця 2.3. Побудова діаграми ΣT (МПа)

α°	Номера циліндрів						ΣT
	I	II	III	IV	V	VI	
0	T_0	T_{480}	T_{240}	T_{600}	T_{120}	T_{360}	ΣT_0
10							ΣT_{10}
20							
30							
40							
50							
60							
70							
80							
90							
100							
110							
120	T_{120}	T_{600}	T_{360}	T_{720}	T_{240}	T_{480}	ΣT_{120}

Зробимо деякі пояснення до заповнення таблиці.

Для першого стовпця таблиці (перший циліндр) беруться перші тринадцять значень тангенціальної сили з таблиці 2.2. Далі, з огляду на порядок роботи циліндрів, заповнюємо наступним п'ятий стовпець таблиці, використовуючи дані тієї ж таблиці 2.2. Варто звернути увагу, що перше значення в п'ятому стовпці збігається з останнім у першому стовпці і т.д. переходячи від стовпця до стовпця, будуть використані всі значення по тангенціальній силі таблиці 2.2.

На підставі таблиці 2.3 будується діаграма, представлена на рис. 2.10.

Після побудови діаграми ΣT необхідно визначити величину середньої сумарної дотичної сили $\Sigma T_{\text{ср}}$. Для цього зробимо кілька істотних заміन.

По-перше, необхідно усвідомити, що діаграма сумарної тангенціальної сили є в деякому іншому масштабі діаграма сумарного крутного моменту (для цього досить вважати, що всі ординати вже побудованої діаграми ΣT помножені на радіус кривошипа).

А раз це так, то виходячи з принципу рівності робіт, робота виконувана реальним сумарним крутним моментом повинна дорівнювати роботі, зробленої середнім сумарним крутним моментом.

З цього випливає, що для знаходження величини середньої сумарної дотичної сили досить побудувати на довжині діаграми l_d прямокутник, рівновеликий площі під кривою ΣT .

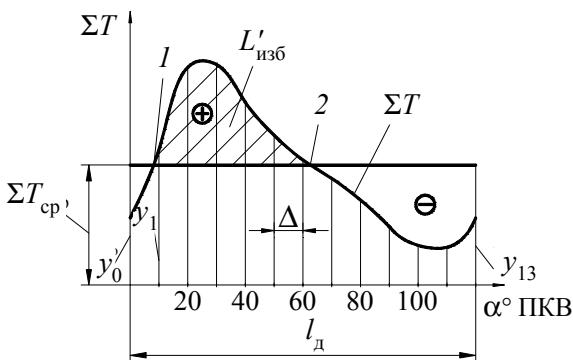


Рис. 2.10. Діаграма сумарної тангенціальної сили ΣT

З існуючих способів визначення ΣT_{cp} викладемо графічний спосіб. Суть його полягає в наступному. Розіб'ємо довжину діаграми l_d , що відповідає куту заклинки кривошипів, на n (у даному випадку на дванадцять) рівних частин Δl . Всі обчислення варто виконувати для відрізків, прийнятих у міліметрах, що спростить обчислення і дозволить уникнути помилок, викликаних обліком масштабів.

Після проведення вертикальних ліній одержимо площу вихідної діаграми ΣT , розбиту на елементарні площадки.

Замінивши елементарні фігури на рівнобічні трапеції, визначимо площу кожної з трапецій за аналогією з першою

$$F_1 = \frac{y_1 + y_2}{2} \cdot \Delta l, \text{ мм}^2$$

Тоді, загальна площа під діаграмою ΣT складе

$$F_d = (y_1 + y_2 + \dots + y_{12}) \cdot \Delta l, \text{ мм}^2 \quad (2.36)$$

Варто звернути увагу, що при обчисленні величини F_d число ординат, що складаються, на одну менше, чим зазначено на

рис. 2.10. Це пояснюється тим, що перша й остання ординати рівні (в даному випадку $y_1 = y_{13}$).

Після визначення площі F_d визначається величина середньої сумарної тангенціальної сили

$$\Sigma T_{\text{ср}} = \frac{F_d}{l_d}, \text{ мм} \quad (2.37)$$

Якщо врахувати, що $l_d = n \cdot \Delta l$, де n -число відрізків розподілу, то

$$\Sigma T_{\text{ср}} = (y_1 + y_2 + \dots + y_{n-1}) \cdot \frac{1}{n}, \text{ мм} \quad (2.38)$$

Отримана величина сумарної середньої тангенціальної сили виражена в міліметрах діаграми, тобто без врахування масштабу.

Для визначення істинного значення цієї величини необхідно $\Sigma T_{\text{ср}}$ помножити на масштаб діаграми по вертикальній осі μ_T (чи скористатися шкалою, нанесеною на графік).

Після знаходження середньої сумарної дотичної сили, індикаторна потужність двигуна визначена за результатами розрахунку динаміки буде

$$(N_i)_d = \Sigma T_{\text{ср}} \cdot \mu \cdot R \cdot F_{\text{ц}} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot 10^3, \text{ кВт} \quad (2.39)$$

де $\Sigma T_{\text{ср}}$, мм – див. вище; μ_T – масштаб діаграми уздовж вертикальної осі, МПа/мм; $F_{\text{ц}}$ – площа поперечного переріза циліндра, м²; n – частота обертання колінчатого вала, хв⁻¹.

Отриману величину індикаторної потужності варто зіставити з індикаторною потужністю, обчисленої в результаті розрахунку робочого циклу

$$N_i = 13,1 \cdot p_i \cdot D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot n \cdot i \cdot Z, \quad (2.40)$$

де p_i – середній індикаторний тиск (з розрахунку робочого циклу), МПа; $D_{\text{ц}}$ – діаметр циліндра, м; S – хід поршня, м; n – частота обертання колінчатого вала, хв⁻¹; i – число циліндрів; z – тактність двигуна ($z = 1,0$ – для 2-такних, $z = 0,5$ – для 4-такних двигунів).

При правильно виконаному розрахунку динаміки

$$\left| \frac{N_i - (N_i)_д}{N_i} \right| \cdot 100\% \leq 5\% . \quad (2.41)$$

2.5.2. Контрольні питання

1. Що таке рушійна сила, що діє на КШМ?
2. Як визначити силу тиску газів для 2-тактного двигуна геометричним способом, у чому особливість визначення?
3. Як визначити силу інерції від поступальних мас і який характер її дії?
4. Який характер дії сил N і Q ?
5. Який характер дії сил Z і T ?
6. Де прикладені і як діють сила ваги і сила, що діє з тильної сторони поршня?
7. Що таке сумарна тангенціальна сила і де вона вважається прикладеною?
8. Які відомі способи побудови діаграми сумарної тангенціальної сили ΣT ?
9. Які вихідні дані необхідні для побудови діаграми ΣT ?
10. Як знаходиться середня сумарна тангенціальна сила?
11. Що собою представляє площа під діаграмою ΣT ?
12. Як перейти від діаграми сумарної тангенціальної сили до діаграми крутного моменту двигуна?
13. Як визначити величину середньої сумарної тангенціальної сили ΣT ?
14. Чому за результатами динамічного розрахунку можна визначити індикаторну, а не ефективну потужність?

2.6. Надлишкова робота, ступінь нерівномірності обертання колінчатого вала, розрахунок маховика

Визначення надлишкової роботи крутного моменту двигуна. Максимальна, мінімальна і середня кутова швидкість колінчатого вала. Ступінь нерівномірності обертання колінчатого вала. Рекомендації з призначення необхідної величини ступеня нерівномірності обертання для двигунів різного призначення.

Визначення необхідної величини моменту інерції механізму руху двигуна.

Призначення і роль маховика в забезпеченні необхідної величини ступеня нерівномірності. Швидкість обертання маховика, що допускається, і його граничний діаметр.

Визначення необхідної величини моменту інерції маховика. Поняття про маховий момент маховика.

Визначення маси обода маховика.

[1, с. 289–291; 4, с. 32–36]

2.6.1. Методичні вказівки

Повертаючись до рис. 2.11, можна перейти до пояснення поняття нерівномірності обертання колінчатого вала.

Пояснення варто починати з того, що діаграма ΣT представляє (у деякому масштабі) реальний сумарний крутний момент, вироблюваний двигуном, а діаграма $\Sigma T_{\text{ср}}$ (горизонтальна лінія) буде представляти крутний момент споживача (генератор, чи гвинт та ін.).

З цього випливає, що на ділянці від точки 1 до точки 2 вироблюваний двигуном крутний момент перевищує крутний момент споживача. Це значить, що на цій ділянці відбувається зростання кутової швидкості.

Отже, у точці 1 кутова швидкість буде мати найменше значення ω_{min} , а в точці 2 – максимальне ω_{max} . На ділянці від точки 2 до точки 1 йде зменшення кутової швидкості від ω_{max} до ω_{min} .

Таким чином, відбувається коливання кутової швидкості через змінність крутного моменту. При цьому механізм руху (рухомі деталі) то накопичує кінетичну енергію при розгоні, то втрачає її в процесі зміни кутової швидкості.

З метою кількісної оцінки цього явища вводиться поняття "нерівномірність обертання колінчатого вала".

Зміст цієї величини впливає з виразу

$$\delta = \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega_{\text{ср}}} \quad (2.43)$$

де $\omega_{\text{ср}}$ – середня величина кутової швидкості в процесі її зміни.

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} \quad (2.44)$$

Практикою встановлені наступні величини ступеня нерівномірності обертання колінчатого вала:

- для головних двигунів – $\delta = 1/20 \dots 1/30$;
- для дизель-генераторів постійного струму – $\delta = 1/100 \dots 1/150$;
- для дизель-генераторів перемінного струму – $\delta = 1/200 \dots 1/250$;

З приведених рекомендацій випливає, що найбільш високі вимоги до рівномірності обертання колінчатого вала пред'являються до дизель-генераторів перемінного струму, що пояснюється вимогами до параметрів струму (частота, форма синусоїди струму й ін.).

Перед розрахунком маховика необхідно чітко установити принцип його роботи. Як уже було сказано, маховик у визначені моменти часу накопичує енергію (коли крутний момент двигуна перевищує момент споживача), а в інші моменти (коли крутний момент двигуна виявляється меншим, чим момент споживача) – віддає енергію. Таким чином, маховик може вплинути на величину ступеня нерівномірності обертання колінчатого вала.

Ідея розрахунку маховика базується на законі збереження енергії: надлишкова робота $L'_{изб}$ (див. рис. 2.10) йде на збільшення кінетичної енергії деталей руху при зміні кутової швидкості від ω_{min} до ω_{max} .

З цієї рівності визначається необхідний момент інерції механізму руху (маховик, колінчатий вал, крейцкопфи, шатуни, штоки і поршні) для одержання заданого ступеня нерівномірності

$$I_d = \frac{91,2 \cdot L_{изб}}{\delta \cdot n^2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (2.45)$$

де $L_{изб}$ – надлишкова робота, що поглинається механізмом руху при розгоні (збільшення кутової швидкості)

$$L_{изб} = L'_{изб} \cdot \mu_T \cdot \mu_\alpha \cdot \frac{\pi}{180} \cdot F_\alpha \cdot R \cdot 10^6, \text{ Дж} \quad (2.46)$$

де $L'_{изб}$ – площа діаграми, що лежить над лінією ΣT_{cp} , мм²; μ_T – масштаб діаграми по вертикальній осі, МПа/мм; μ_α – масштаб діаграми по горизонтальній осі, град/мм; F_π – площа поперечного переріза циліндра, м²; δ – задана (необхідна) ступінь нерівномірності обертання колінчатого вала; n – частота обертання колінчатого вала.

Спираючись на дослідні дані, можна прийняти, що момент інерції власне маховика, складає приблизно половину від загального моменту інерції механізму руху, тобто

$$I_M \approx 0,5 \cdot I_D, \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (2.47)$$

Максимально припустимий зовнішній діаметр маховика за умовою міцності доцільно визначити з наступного виразу

$$D_M = \frac{60 \cdot [v]}{\pi \cdot n}, \text{ м} \quad (2.48)$$

де $[v]$ – величина лінійної швидкості, що допускається, на ободі маховика;

Приймається:

$[v] = 30 \dots 40$ м/с – для чавунного маховика;

$[v] = 40 \dots 60$ м/с – для сталевго маховика;

Найважливішою характеристикою маховика є його маховий момент – комплексна характеристика, що зв'язує діаметр маховика і його масу з моментом інерції.

$$M_M \cdot D_M^2 = 4 \cdot I_M.$$

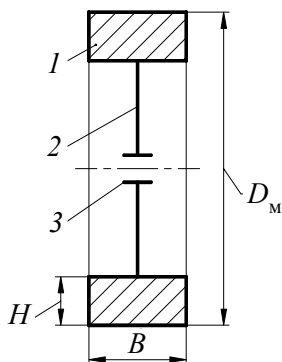
При цьому умовно вважається, що вся маса маховика зосереджена на його зовнішньому діаметрі.

Тоді, при прийнятому зовнішньому діаметрі маховика, його маса буде

$$M_M = \frac{4 \cdot I_M}{D_M^2}. \quad (2.49)$$

Реальний маховик намагаються виконати таким чином, щоб основна його маса визначалася розмірами обода, представленими на рис. 2.11.

З достатнім ступенем точності можна визначити масу обода



$$M_m = \pi \cdot D_m \cdot B \cdot H \cdot \rho,$$

чи, увівши коефіцієнт $K_H = \frac{B}{H}$, знайдемо висоту обода

$$H = \sqrt{\frac{M_m}{\pi \cdot K_m \cdot D_m \cdot \rho}}, \text{ м} \quad (2.50)$$

Рис. 2.11. Конструктивна схема маховика:

1 – обід маховика; 2 – диск;
3 – ступиця

де M_m , K_m , D_m – див. вище; $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – щільність матеріалу маховика.

Звичайно коефіцієнт $K_m = 1,0 \dots 2,0$.

Контрольні питання

1. Що таке надлишкова робота крутного моменту?
2. Що таке нерівномірність обертання колінчатого вала?
3. Призначення маховика і принцип його роботи.
4. Як впливає частота обертання колінчатого вала і кількість циліндрів двигуна на нерівномірність обертання вала?
5. Чому дорівнює лінійна швидкість на ободу для сталевих маховиків?
6. Яким чином поступально рухомі маси КШМ беруть участь у створенні загального моменту інерції?
7. При якому положенні кривошипа поступальні маси не створюють моменту інерції, а при якому їхній вплив найбільше?
8. Що таке маховий момент маховика?

3. ПРИБЛИЗНИЙ ЗМІСТ І СХЕМА РОЗРАХУНКУ ДИНАМІКИ ДВИГУНА

3.1. Вихідні дані

Перелік вихідних даних залежить від прийнятого способу розрахунку і приведений у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1. Вихідні дані для розрахунку динаміки двигуна

Найменування, позначення і розмірність	Ручний рахунок	Машинний рахунок
	За завданням	
Частота обертання колінчатого вала, n , хв. ⁻¹	З марки двигуна	
Радіус кривошипа, R , м	З марки двигуна	
Постійна КШМ, $\lambda_{ш}$	З таблиці додатка або з креслення двигуна	
Питома маса поступальних частин КШМ, m_s , кг/м ²	З таблиці додатка або з креслення двигуна	
Показник політропи стиску, n_1	—	З розрахунку робочого циклу
Показник політропи розширення, n_2	—	З розрахунку робочого циклу
Тиск наприкінці стиску, P_c , МПа	—	З розрахунку робочого циклу
Максимальний тиск у циклі, P , МПа	—	З розрахунку робочого циклу
Ступінь попереднього розширення, ρ	—	З розрахунку робочого циклу
Тиск від сил ваги поступальних мас, P_t , МПа	$m_s \cdot 10^{-5}$	
Тиск із тильної сторони поршня, P_n , МПа	приймається: для тронкових $P_n = 0,101$ для крейцкопфних $P_n = P_k$, де P_k – наддувного повітря; P_k – з розрахунку робочого циклу	
Дійсний ступінь стиску, ϵ_d	—	З розрахунку робочого циклу
Крок при проведенні обчислень, $\Delta\alpha$, град	Найчастіше приймається: $\Delta\alpha = 5 \dots 10^\circ$; При цьому варто враховувати величину кута заклинки кривошипів колінчатого вала	

3.2. Силова схема КШМ і розрахункові формули

Як силову схему приймається схема на рис. 2.5, а перелік розрахункових формул приведений у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2. Розрахункові формули при виконанні динамічного розрахунку

Найменування, позначення і розмірність	Ручний рахунок	Машинний рахунок
Сила від тиску газів, P_r , МПа	Будується графічно шляхом перебудування індикаторної діаграми (рис. 2.6)	Формули (2.28), (2.29)
Сила інерції від поступальних мас P_s , МПа	Формула (2.20)	Формула (2.28)
Сила ваги, P_r , МПа	Формула (2.21)	
Сила, що діє з тильної сторони поршня, P_n , МПа	Формули (2.22), (2.23)	
Рушійне зусилля, P_d , МПа	Формула (2.15)	Формула (2.15)
Поправка Брікса	Формула (2.16)	Формула (2.16)
Геометричний ступінь стиску, ϵ_r (ця величина необхідна при побудові згорнутої індикаторної діаграми)	Формула (2.18)	Формула (2.18)
Сила, що діє перпендикулярно осі циліндра, N , МПа	Формула (2.24)	Формула (2.32)
Сила, що діє уздовж осі шатуна, Q , МПа	Формула (2.25)	Формула (2.33)
Радіальна сила, Z , МПа	Формула (2.26)	Формула (2.34)
Тангенціальна сила, T , МПа	Формула (2.27)	Формула (2.35)

Результати розрахунку по таблиці 3.2 варто звести за формою (таблиця 2.2).

3.3. Побудова діаграми сумарної тангенціальної сили і визначення середньої сумарної тангенціальної сили

Розрахунки і побудова діаграми ΣT варто проводити по таблиці 2.3 і рис. 2.10.

Подальша обробка даних проводиться по формулах (2.37) і (2.38).

3.4. Визначення індикаторної потужності двигуна

Визначення індикаторної потужності двигуна за результатами розрахунку динаміки проводиться по формулі (2.39), а для оцінки точності розрахунків використовуються формули (2.40) і (2.41).

3.5. Розрахунок маховика

Визначення площі надлишкової роботи $L'_{\text{изб}}$ (мм²) (рис. 2.10) можна робити аналогічно з визначенням площі під діаграмою сумарної тангенціальної сили, тобто, використовуючи метод трапецій.

Дійсне значення надлишкової роботи знаходиться по формулі (2.46). Далі, використовуючи формули (2.45), (2.47), (2.48), (2.49) і (2.50) зробити розрахунок маховика.

4. КОНТРОЛЬНА РОБОТА

4.1. Ціль виконання контрольної роботи

Контрольна робота виконується з метою вивчення конструкції двигуна, його вузлів і передуює виконанню курсового проекту. Виходячи з цього, марка описуваного в контрольній роботі двигуна є тією ж, що і при виконанні курсового проекту.

4.2. Зміст контрольної роботи

В усіх варіантах необхідно освітити наступні питання:

- 1) розшифрувати марку зазначеного двигуна;
- 2) класифікувати двигун по основним чотирьом – п'ятьом характерним ознакам;
- 3) привести коротку технічну характеристику двигуна;
- 4) указати фірму (завод-виготовлювач), що випускає даний двигун;

5) коротко описати деталі остову (фундаментна рама, картер, блок, кришка циліндрів), вказуючи матеріали і спосіб виготовлення;

6) коротко описати деталі механізму руху (колінчатий вал, шатун, крейцкопф, шток і поршень), вказуючи матеріали і способи виготовлення;

7) зобразити кругову діаграму фаз газорозподілу двигуна з поясненням процесів газообміну;

8) зобразити конструктивну схему механізму газорозподілу з указівкою призначення кожної його деталі;

9) привести принципову схему системи повітропостачання (система наддуву) двигуна.

4.3. Вибір варіанта контрольної роботи

Як було сказано вище, контрольна робота передує виконанню курсового проекту, тому номер варіанта контрольної роботи збігається з номером варіанта курсового проекту. Для цього необхідно використовувати останні дві цифри у номері залікової книжки, що і визначить номер варіанта контрольної роботи в таблиці 5.1. Наприклад, при останніх цифрах 59 для виконання контрольної роботи потрібно прийняти марку двигуна 8ДКРН60/195.

5. ПЕРЕЛІК ЗАВДАНЬ НА ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Курс "Конструкція і динаміка ДВЗ" завершується виконанням курсового проекту по дисципліні.

Дані для виконання курсового проекту викладені в таблиці 5.1. У таблиці 5.1 приведені короткі дані по найбільш розповсюдженим на морському транспорті двигунам, а також – по сучасним перспективним судовим двигунам.

Приведених у таблиці даних цілком достатньо для виконання курсового проекту. Відсутні чи більш повні дані можуть бути знайдені в додатковій літературі.

Таблиця 5.1. Завдання на виконання контрольної роботи і курсового проекту

Номер варіанту	Марка двигуна	Потужність двигуна, N_e , кВт	Частота обертання, n , хв. ⁻¹	Питома ефективна витрата палива, g_e , кг/кВт·ч	Ступінь стиску, ε	Тиск в кінці стиску, P_c , МПа	Тиск максимальний, P_z , МПа	Питома маса поступально рухомих частин, m_s , кг/м ²	Питома маса обертуючих частин, m_s , кг/м ²	Параметр КШМ, $\lambda_{ш}$	Примітка
01	4ЧН10,5/13	29	1500	0,272	15	*	*	417	-	0,261	
02	6ЧНСП10,5/13	60	1500	0,260	15	*	*	417	-	0,261	
03	6ЧНСП10,5/13	90	1700	0,260	15	*	*	417	-	0,261	
04	6ЧНСП15/18	176	1500	0,231	14,5	*	*	174	-	0,287	
05	6ЧНСП15/18	220	1500	0,225	14,5	*	*	174	-	0,287	
06	12,4ЧНСП15/18	400	1800	0,220	14,5	*	*	174	-	0,287	
07	6ЧНСП18/22	441	1000	0,208	13,5	*	*	859,08	-	0,26	
08	6ЧНСП18/22	300	750	0,220	13,5	*	*	859,08	-	0,26	
09	8ЧНСП18/22	600	1000	0,210	13	*	*	859,08	-	0,26	
10	6ЧН20/26	530	1000	0,200	12,4	*	*	750	-	0,25	
11	6ЧН20/26	450	1000	0,205	12,4	*	*	750	-	0,25	
12	8ЧН20/26	750	1000	0,200	12,5	*	*	750	-	0,25	

Номер варіанту	Марка двигуна	Потужність двигуна, N_e , кВт	Частота обертання, n , хв. ⁻¹	Питома ефективна витрата палива, g_e , кг/кВт·ч	Суттєв. стиску, ε	Тиск в кінці стиску, p_c , МПа	Тиск максимальний, p_z , МПа	Питома маса посто- пально рухомих час- тин КШМ, m_s , кг/м ²	Питома маса обертю- вих частин, m_s , кг/м ²	Параметр КШМ, λ_m	Примітка
13	6ЧН25/34	330	500	0,217	12,5	*	7,0	1600	-	0,246	
14	6ЧН25/34	400	600	0,218	12,5	*	7,5	1600	-	0,246	
15	8ЧН25/34	600	500	0,215	12,5	*	7,5	1600	-	0,246	
16	6ЧН26/34	800	750	0,210	12,5	*	*	1650	-	0,250	
17	6ЧН26/34	750	700	0,212	12,5	*	*	1650	-	0,250	
18	8ЧНС126/34	1000	700	0,210	12,5	*	*	1650	-	0,250	
19	6ЧН31,8/33	736	750	0,224	12,5	*	*	1127	-	0,233	
20	6ЧН31,8/33	750	500	0,220	12,5	*	*	1127	-	0,233	
21	12ЧН31,8/33	3600	750	0,224	12,5	*	*	1127	-	0,233	
22	6ЧН32/48	2880	600	0,184	15	16	19	1100	-	0,24	
23	6ЧН32/48	750	375	0,220	15	*	*	1100	-	0,24	
24	8ЧН32/48	900	350	0,215	15	*	*	1100	-	0,24	

Номер варіанту	Марка двигуна	Потужність двигуна, N_e , кВт	Частота обертання, n , хв. ⁻¹	Питома ефективна витрата палива, g_e , кг/кВт·ч	Ступінь стиску, ε	Тиск в кінці стиску, p_c , МПа	Тиск максимальний, p_z , МПа	Питома маса по- стально рухомих час- тин, m_s , кг/м ²	Питома маса оберт- них частин, m_b , кг/м ²	Параметр КШМ, $\lambda_{ш}$	Примітка
25	6ЧН36/45	882	375	0,217	12,5	*	*	2340	238	0,237	
26	6ЧН36/45	1000	500	0,215	12,5	*	*	2340	238	0,237	
27	8ЧН36/45	1000	375	0,215	12,0	*	*	2340	238	0,237	
28	6ЧН46/58	6300	500	0,176	13,5	*	*	2500	-	0,25	
29	8ЧН46/58	7240	500	0,173	13,5	*	*	2500	-	0,25	
30	9ЧН46/58	9450	514	0,176	13,5	*	*	2500	-	0,25	
31	6ЧН64/90	12060	333	0,171	13,5	*	*	3200	-	0,25	
32	8ЧН64/90	16080	327	0,171	13,5	*	*	3200	-	0,25	
33	9ЧН64/90	18090	333	0,169	13,5	*	*	3200	-	0,25	
34	8ДКРН26/98	3200	250	0,179	14,5	*	*	5500	-	0,32	
35	6ДКРН26/98	1920	250	0,174	14,5	*	*	5500	-	0,32	
36	4ДКРН26/98	1280	250	0,174	14,5	*	*	5500	-	0,32	

Номер варіанту	Марка двигуна	Потужність двигуна, N_e , кВт	Частота обертання, n , хв. ⁻¹	Питома ефективна витрата палива, g_e , кг/кВт·ч	Ступінь стиску, ε	Тиск в кінці стиску, p_c , МПа	Тиск максимальний, p_z , МПа	Питома маса посто- пально рухомих час- тин КШМ, m_s , кг/М ²	Питома маса обертю- вих частин, m_s , кг/М ²	Параметр КШМ, $\lambda_{ш}$	Примітка
37	12/ДКРН35/140	8400	170	0,175	14,5	*	*	6300	-	0,32	
38	6/ДКРН35/140	3360	170	0,170	14,5	*	*	6500	-	0,32	
39	4/ДКРН35/140	1900	145	0,170	14,5	*	*	6500	-	0,32	
40	6/ДКРН42/136	5117	168	0,178	14,5	10,5	12,8	12720	-	0,35	
41	4/ДКРН42/136	3980	176	0,177	14,5	*	*	12720	-	0,35	
42	8/ДКРН42/136	3840	132	0,165	14,5	*	*	12720	-	0,35	
43	6/ДКРН45/120	4338	175	0,200	12,5	*	8,9	8000	-	0,35	
44	8/ДКРН45/120	5000	180	0,200	12,5	*	*	8000	-	0,356	
45	9/ДКРН45/120	6500	170	0,200	12,5	*	*	8000	-	0,35	
46	4/ДКРН46/193	5240	129	0,174	14,5	*	*	10500	-	0,4	
47	6/ДКРН46/193	6600	108	0,174	14,5	*	*	10500	-	0,4	
48	8/ДКРН46/193	8400	129	0,169	14,5	*	*	10500	-	0,4	

Номер варіанту	Марка двигуна	Потужність двигуна, N_e , кВт	Частота обертання, n , хв. ⁻¹	Літома ефективна витрата палива, g_e , кг/кВт·ч	Ступінь стиску, ε	Тиск в кінці стиску, p_c , МПа	Тиск максимальний, p_z , МПа	Літома маса посту- пально рухомих час- тин, m_s , кг/м ²	Літома маса оберт- вих частин, m_s , кг/м ²	Параметр КШМ, $\lambda_{ш}$	Примітка
49	6ДКРН48/200	8160	124	0,174	14,5	*	*	11000	-	0,43	
50	6ДКРН48/200	4920	124	0,164	14,5	*	*	11000	-	0,43	
51	8ДКРН48/200	6560	99	0,166	14,5	*	*	11000	-	0,43	
52	5ДКРН50/110	2830	176	0,222	12,5	*	6,5	5600	-	0,28	
53	6ДКРН50/110	3200	175	0,220	12,5	*	*	5600	-	0,28	
54	9ДКРН50/110	5000	170	0,220	12,5	*	*	5600	-	0,28	
55	6ДКРН58/242	12000	103	0,173	14,5	*	*	13000	-	0,35	
56	6ДКРН58/242	7200	103	0,163	14,5	*	*	13000	-	0,35	
57	8ДКРН58/242	9600	82	0,165	14,5	*	*	13000	-	0,35	
58	8ДКРН60/195	13176	111	0,174	14,5	*	12,5	127000	-	0,43	
59	6ДКРН60/195	5520	92	0,159	14,5	*	*	12700	-	0,43	
60	8ДКРН60/195	4920	123	0,159	14,5	*	*	12700	-	0,43	

Номер варіанту	Марка двигуна	Потужність двигуна, N_e , кВт	Частота обертання, n , хв. ⁻¹	Питома ефективна витрата палива, g_e , кг/кВт·ч	Суттєві стиску, ε	Тиск в кінці стиску, p_c , МПа	Тиск максимальний, p_z , МПа	Питома маса посто- пально рухомих час- тин КШМ, m_s , кг/м ²	Питома маса обертю- вих частин, m_s , кг/м ²	Діаметр КШМ, $\lambda_{ш}$	Примітка
61	8ДКРН60/229	15000	102	0,174	14,5	*	12,8	12750	-	0,43	
62	4ДКРН60/229	6120	79	0,170	14,5	*	*	12750	-	0,43	
63	6ДКРН60/229	12240	105	0,170	14,5	*	*	12750	-	0,43	
64	5ДКРН62/140	4926	144	0,219	12,5	*	*	7400	-	0,35	
65	6ДКРН62/140	6000	140	0,218	12,5	*	*	7400	-	0,35	
66	8ДКРН62/140	4000	120	0,210	12,5	*	*	7400	-	0,35	
67	6ДКРН67/140	8235	145	0,214	12,5	*	*	8500	-	0,35	
68	8ДКРН67/140	10000	150	0,215	12,5	*	*	8500	-	0,35	
69	4ДКРН67/140	4000	130	0,200	12,5	*	*	8500	-	0,35	
70	6ДКРН67/170	9632	123	0,197	13,5	*	9,12	10780	-	0,36	
71	8ДКРН67/170	11000	125	0,195	13,5	*	*	10780	-	0,36	
72	4ДКРН67/170	4000	100	0,180	13,5	*	*	10780	-	0,36	

Номер варіанту	Марка двигуна	Потужність двигуна, N_e , кВт	Частота обертання, n , хв. ⁻¹	Питома ефективна витрата палива, g_e , кг/кВт·ч	Ступінь стиску, ε	Тиск в кінці стиску, P_c , МПа	Тиск максимальний, P_z , МПа	Питома маса посту- пально рухомих час- тин, m_s , кг/м ²	Питома маса обертю- вих частин, m_s , кг/м ²	Параметр КШМ, λ_m	Примітка
73	6ДКРН70/120	4300	125	0,210	12,5	*	6,5	8700	-	0,35	
74	6ДКРН70/120	5000	120	0,200	12,5	*	*	8700	-	0,35	
75	8ДКРН70/120	6600	125	0,210	12,5	*	*	8700	-	0,35	
76	4ДКРН70/227	11320	108	0,174	14,5	*	*	11000	-	0,43	
77	6ДКРН70/227	16480	108	0,174	14,5	*	*	11000	-	0,43	
78	8ДКРН70/227	10840	81	0,162	14,5	*	*	11000	-	0,43	
79	6ДКРН74/160	7279	119	0,218	12,5	*	*	8000	-	0,26	
80	9ДКРН74/160	8500	120	0,215	12,5	*	*	8000	-	0,26	
81	12ДКРН74/160	14000	120	0,215	12,5	*	*	8000	-	0,26	
82	6ДКРН76/155	5735	119	0,217	12,5	*	*	8700	-	0,27	
83	8ДКРН76/155	7000	120	0,215	12,5	*	*	8700	-	0,27	
14	8ДКРН76/155	7500	110	0,212	12,5	*	*	8700	-	0,27	

Номер варіанту	Марка двигуна	Потужність двигуна, N_p , кВт	Частота обертання, n , хв. ⁻¹	Питома ефективна витрата палива, g_e , кг/кВт·ч	Ступінь стиску, ε	Тиск в кінці стиску, p_c , МПа	Тиск максимальний, p_z , МПа	Питома маса поступально рухомих частин, m_s , кг/м ²	Питома маса обертуючих частин, m_j , кг/м ²	Параметр КШМ, λ_m	Примітка
85	9ДКРН80/160	17500	126	0,217	12,5	*	9,5	10000	-	0,32	
86	8ДКРН80/160	16000	125	0,213	12,5	*	9,5	10000	-	0,32	
87	6ДКРН80/160	14000	120	0,200	12,5	*	9,5	10000	-	0,32	
88	9ДКРН84/180	17058	114	0,220	12,5	*	*	11000	-	0,3	
89	6ДКРН84/180	12000	115	0,220	12,5	*	*	11000	-	0,3	
90	6ДКРН84/180	11000	105	0,210	12,5	*	*	11000	-	0,3	
91	6ДКРН90/155	8823	119	0,210	12,5	*	*	9500	-	0,28	
92	8ДКРН90/155	10000	110	0,200	12,5	*	*	9500	-	0,28	
93	9ДКРН90/155	12000	115	0,200	12,5	*	*	9500	-	0,28	
94	6ДКРН90/230	27360	104	0,174	14,5	*	*	12500	-	0,43	
95	12ДКРН90/230	51720	82	0,170	14,5	*	*	12500	-	0,43	
96	6ДКРН90/230	12420	62	0,158	14,5	*	*	12500	-	0,43	

Номер варіанту	Марка двигуна	Потужність двигуна, N_e , кВт	Частота обертання, n , хв. ⁻¹	Питома ефективна витрата палива, g_e , кг/кВт·ч	Ступінь стиску, ε	Тиск в кінці стиску, p_c , МПа	Тиск максимальний, p_z , МПа	Питома маса посту- пально рухомих час- тин КШМ, m_s , кг/М ²	Питома маса оберт- них частин, m_s , кг/М ²	Параметр КШМ, $\lambda_{ш}$	Примітка
97	12ДКРН98/240	68520	104	0,174	14,5	*	*	12000	-	0,435	
98	10ДКРН98/240	57100	104	0,174	14,5	*	*	12000	-	0,435	
99	6ДКРН98/240	30960	94	0,174	14,5	*	*	12000	-	0,435	

Примітки:

* – визначаються в розрахунку робочого циклу;
курсив – вимагає уточнення по конкретній конструкції двинуна.

Таблиця побудована в такий спосіб. Перший рядок кожного двигуна являє собою базовий варіант, тобто для двигунів, що серійно випускаються. Два інших варіанти введені для розмаїтості завдань і відрізняються від першого або значенням потужності, або частоти обертання.

Свій варіант студент вибирає самостійно в такий спосіб.

Кодом для вибору варіанта є дві останні цифри в номері залікової книжки. Наприклад, якщо дві останні цифри в номері залікової книжки утворюють число 49, то курсовий проект виконується для двигуна 6ДКРН90/155 ($N_e = 8823$ кВт, $n = 119$ хв.⁻¹, $g_e = 0,21$ кг/(кВт·год.) і т.д.).

Обсяг розрахунково-пояснювальної записки і графічної частини проекту повинні відповідати вимогам, що визначені кафедрою двигунів внутрішнього згорання.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Миклос А.Г., Чернявская Н.Г., Червяков С.Г. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1986 – 354 с.
 2. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1969. – 639 с.
 3. Судовые двигатели внутреннего сгорания / А.Я. Фомин, А.И.Горбань, В.В. Добровольский, А.И.Лукин и др. – Л.: Судостроение, 1989. –342 с.
 4. Ткаченко С.Г., Коришиков Ю.С. Расчеты динамики ДВС, имеющих специальные схемы кривошипно-шатунных механизмов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1988. – 36 с.
 5. Ткаченко С.Г., Наливайко В.С., Хоменко В.С. Теорія двигунів внутрішнього згорання. Програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів заочної форми навчання. – Миколаїв: УДМТУ, 2001. – 56 с.
-

Навчальне видання

**НАЛИВАЙКО Василь Степанович
ТКАЧЕНКО Станіслав Григорович
ХОМЕНКО Вікторія Станіславівна**

**КОНСТРУКЦІЯ І ДИНАМІКА
ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

**Програма, методичні вказівки
та контрольні завдання
для студентів заочної форми навчання**

(українською мовою)

Комп'ютерна правка та верстка Н.В. Ялова
Коректор М.О. Паненко

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців,
виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції
ДК № 2506 від 25.05.2006 р.

Підписано до друку 07.04.08. Папір офсетний. Формат 60×84/16.
Друк офсетний. Гарнітура "Таймс". Ум. друк. арк. 3,7. Обл.-вид. арк. 3,9.
Тираж 100 прим. Вид. № 10. Зам. № 82. Ціна договірна

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування,
54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5