

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського  
„Харківський авіаційний інститут”

**В.Б. Пода**

**ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК І ЗРІВНОВАЖЕННЯ  
ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

Навчальний посібник

Харків „ХАІ” 2007

УДК 621.43.001.2

Динамічний розрахунок і зрівноваження поршневих двигунів внутрішнього згорання / В.Б. Пода. – Навч. посібник. – Харків: Нац. аерокосм. ун-т „Харк. авіац. ін-т”, 2007. – 105 с.

Розглянуто кінематику, динаміку і зрівноваження поршневих двигунів внутрішнього згорання. Наведено методика послідовного проведення кінематичного і динамічного розрахунків поршневих двигунів класичної схеми. Описано послідовність проведення аналізу зрівноваженості поршневих двигунів, вибору і розрахунку механізмів зрівноваження. Подано середньостатистичні дані щодо фаз газорозподілу і основних розмірів складових частин кривошипно-шатунного механізму, існуючі схеми колінчастих валів однорядних і V-подібних двигунів з черговою роботою їхніх циліндрів і показниками зрівноваженості.

Для студентів фаху „Двигуни внутрішнього згорання”, які виконують курсові та дипломні проекти з конструкції поршневих двигунів внутрішнього згорання. Може бути використаний фахівцями цієї галузі при проектуванні нових двигунів.

Іл. 33. Табл. 12. Бібліогр.: 14 назв

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. О.Л. Шубенко,  
канд. техн. наук А.М. Левтеров

© Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут», 2007 р.

## ВСТУП

Основною метою динамічного розрахунку двигуна є визначення сил і моментів, які діють на кривошипно-шатунний механізм і двигун у цілому, для подальшого розрахунку двигуна на зрівноваженість і його деталей на міцність і зносостійкість.

Під час роботи поршневого двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) на його кривошипно-шатунний механізм (КШМ) діють сили тиску газів, що виникають у циліндрах двигуна, сили інерції мас, що рухаються, сили тертя, гравітаційні сили, а також реактивний момент, який діє на двигун під час його роботи зі споживачем потужності. Частина цих сил і моментів від них сприймається остовом двигуна та передається на його опори.

У розрахунках динаміки КШМ ураховують лише сили тиску газів і сили інерції мас, що рухаються, а також моменти, що породжуються цими силами. Інші фактори відіграють несуттєву роль у навантаженні ходової частини двигуна.

Динамічний розрахунок ДВЗ проводять для сталого розрахункового режиму його роботи. Для транспортних двигунів, які працюють при змінній кількості обертів колінчастого вала (КВ), таких розрахункових режимів може бути декілька, оскільки інерційні сили та моменти від них є функцією кількості обертів. Основним розрахунковим режимом вважають номінальний режим роботи двигуна. Під час курсового та дипломного проектування двигуна динамічний розрахунок виконують для номінального режиму роботи двигуна.

На рис. В.1 показано сили та моменти, які діють на двигун під час його роботи.

Сила тиску газів  $P_g$ , сила інерції  $P_j$  мас, що поступально рухаються, ефективний  $M_e$  і реактивний  $M_p$  моменти, які утворюються на колінчастому валу, протягом повного робочого циклу одного циліндра двигуна змінюють як свою величину, так і напрям.

Відцентрова сила  $C$  мас, що обертаються, змінює тільки свій напрям.

Вага двигуна залишається сталою за величиною та напрямом.

Сила від тиску газів  $P_g$  є внутрішньою силою, яка зрівноважується в самому двигуні та на його опори не передається.

Сила інерції  $P_j$  мас, що поступально рухаються, завжди спрямована вздовж осі циліндра та через підшипники колінчастого вала діє на корпус двигуна, приводячи до його вібрації на опорах у напрямку осі циліндра.

Відцентрова сила  $C$  спрямована вздовж кривошипа в середній його площині та діє через підшипники колінчастого вала на корпус

двигуна, приводячи до коливань двигуна на опорах у напрямку кривошипа.

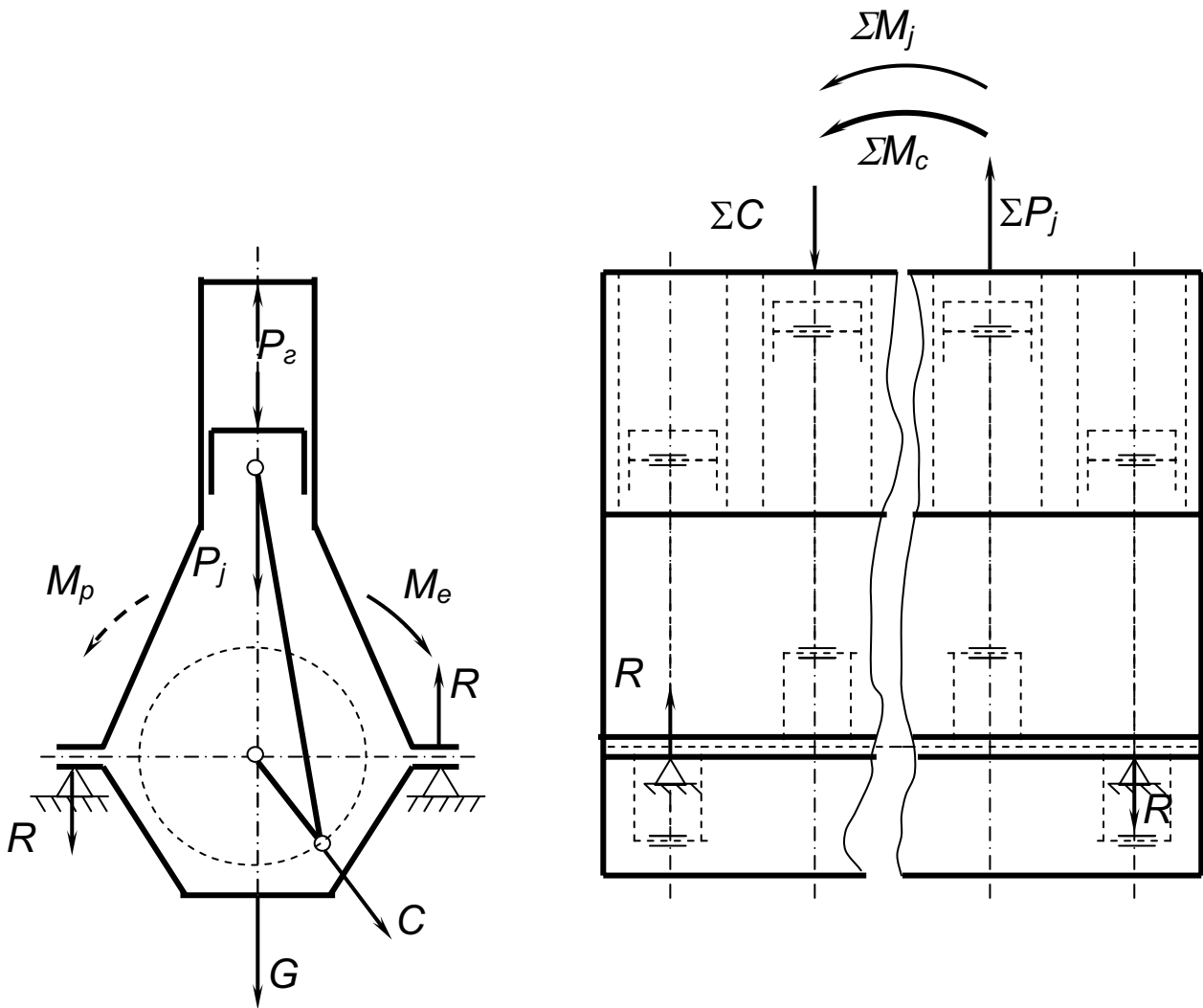


Рис. В.1. Схема сил і моментів, що діють у поршневому двигуні

Ефективний, або крутний, момент  $M_e$ , який передається через колінчастий вал споживачу потужності, спричиняє такий самий за величиною, але протилежний за напрямком реактивний момент  $M_p$ . Цей момент діє на корпус двигуна в площині, яка перпендикулярна до осі колінчастого вала, передається на опори двигуна і спричиняє коливання корпусу в цій площині.

У багатоциліндрових двигунах у кожному з циліндрів діють різні за величиною та напрямком сили інерції мас, що поступально рухаються, і відцентрові сили. Це зумовлено різними моментами запалювання в циліндрах. У зв'язку з цим сумарні значення цих сил уздовж колінчастого вала такого двигуна (якщо вони не дорівнюють нулю) спричиняють відповідні подовжні перекидні моменти, що діють на корпус і опори двигуна в площині осей циліндрів. Як правило, ці сили й моменти від них зрівноважують конструктивними засобами. У

цьому випадку сили  $P_j$  і  $C$  і моменти від них стають внутрішніми, на опори двигуна не передаються і навантажують тільки колінчастий вал і корпус.

Динамічний розрахунок багатоциліндрового двигуна виконують у такій послідовності:

- визначають розміри і маси основних елементів кривошипно-шатунного механізму;
- розраховують кінематичні параметри роботи одного циліндра двигуна і будують графічні залежності їх зміни за кутом обертання колінчастого вала;
- розраховують сили і моменти, що діють в одному циліндрі двигуна або на одне коліно КВ залежно від кута обертання КВ;
- визначають сили і моменти, що діють від усіх циліндрів уздовж колінчастого вала, та розраховують сумарні навантаження від них, місце їх прикладення, перекидні моменти від сил інерції мас, що поступально рухаються, і відцентрових сил.

У цьому навчальному посібнику наведено методику проведення динамічних розрахунків та аналізу динамічної зрівноваженості одновальних однорядних і багаторядних V-подібних, W-подібних, X-подібних і зіркоподібних двигунів, які є основою для виконання динамічних розрахунків багатовальних двигунів (I-подібних, U-подібних, H-подібних, Δ-подібних та ін.).

## 1. ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ І МАС ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

Вихідними даними для проведення динамічного розрахунку двигуна є завдання на його проектування і результати теплового розрахунку двигуна, а саме:

- тип двигуна за способами сумішоутворення і газообміну (карбюраторний, інжекторний або дизель, чотири- або двотактний);
- кількість  $i$  і взаємне розташування циліндрів;
- номінальна ефективна потужність  $N_e$ ;
- номінальна кількість обертів колінчастого вала  $n$ ;
- ступінь стиснення  $\varepsilon$ ;
- теоретична індикаторна діаграма двигуна;
- діаметр циліндра  $D$ ;
- повний хід поршня  $S_p$ .

Недостатніми даними, які потрібні для проведення динамічного розрахунку і підлягають визначенню, є розміри елементів КШМ:

- радіус  $R$  кривошипа колінчастого вала;

- довжина  $L$  шатунів;
- розміри шатунних і корінних шийок КВ;
- розміри щік КВ.

### 1.1. Довжина радіуса кривошипа і шатунів

Радіус кривошипа дорівнює половині повного ходу поршня, тобто

$$R = 0,5 S. \quad (1)$$

Довжину шатуна *однорядних* двигунів і довжину *головного* шатуна *зчленованих* шатунів *багаторядних* двигунів, перш за все *V*-подібних, знаходять із залежності

$$L = \frac{R}{\lambda}. \quad (2)$$

Величину  $\lambda$  відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна вибирають на основі статистичних даних цієї величини для різних типів двигунів, наведених у табл. 1.

Таблиця 1

Значення величини  $1/\lambda$  для різних двигунів

| Авіаційні та легкі<br>двигуни великої<br>потужності | Автомобільні та тракторні двигуни |           | Швидкохідні судові,<br>тепловозні та<br>стаціонарні дизелі |
|---|-----------------------------------|-----------|--|
|   | Карбюраторні та<br>газові         | Дизелі    |  |
| 3,2 – 4,3   | 3,2 – 4,2                         | 3,5 – 4,7 | 3,8 – 4,7  |

Під час вибору величини  $\lambda$  слід уважати, що зі зменшенням значення цієї величини відбувається таке:

- боковий тиск поршня на стінку циліндра зменшується, сили інерції мас, що поступально рухаються, другого та вищих порядків також зменшуються;
- зростають габарити двигуна вздовж його висоти внаслідок зростання довжини шатуна.

У *V*-подібних двигунах із *центральною* та *зміщеними* шатунами довжина всіх шатунів однакова й визначається за формулою (2).

Довжина *причіпних* шатунів  $l$  у *зчленованих* шатунах *V*-подібних двигунів, схему яких наведено на рис. 2, залежить від кута  $\gamma$  розташування циліндрів двигуна та кута  $\gamma_l$  поміж віссю головного шатуна та радіусом  $r$ , проведеним із центра кривошипної головки головного шатуна до центра пальця причіпного шатуна.

Під час проектування *V-подібних* двигунів перш за все вибирають кут  $\gamma$  розташування циліндрів, виходячи, головним чином, з вимог до габаритів двигуна, конструктивних міркувань і умов рівності інтервалів поміж спалахами в його циліндрах, згідно з якими:

- для чотиритактних двигунів

$$\gamma = \frac{720}{i} k;$$

- для двотактних двигунів

$$\gamma = \frac{360}{i} k,$$

де  $k$  – непарне число.

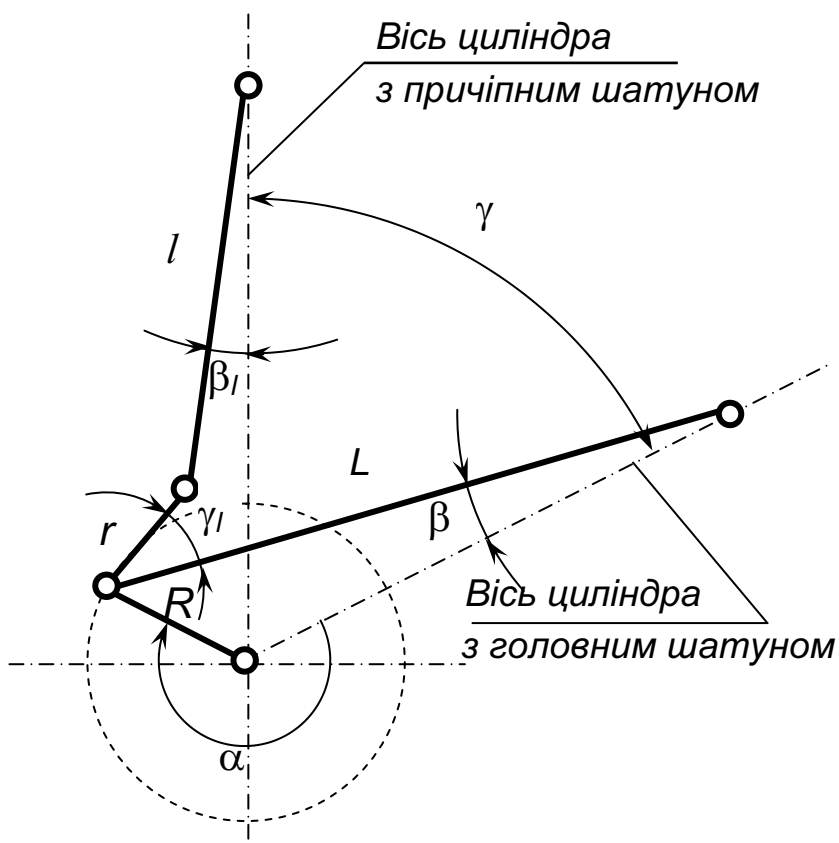


Рис. 2. Схема *V-подібного* двигуна із зчленованими шатунами

Для розрахунку довжини  $l$  причіпних шатунів спочатку визначають розмір  $r$  поміж осями нижньої кривошипної головки головного шатуна та пальцем причіпного шатуна. З цією метою ескізно креслять кривошипну головку головного шатуна та вибирають якомога найменше значення  $r$  із конструктивних співвідношень, враховуючи умови забезпечення міцності. Діаметр шатунної шийки КВ або

центрального отвору кривошипної головки головного шатуна приймають, виходячи зі статистичних даних для різних двигунів (див. табл. А.1), або визначають за допомогою методів подібності, якщо існують дані для вибраного прототипу двигуна.

Якщо для двигуна, який проектується, приймають, що  $\gamma = \gamma_l$ , довжину причіпного шатуна обчислюють за умови забезпечення однакового стиснення для обох циліндрів:

$$l \cong \frac{L - r}{\cos \varphi}, \quad (3)$$

де  $\varphi = \arctg \frac{2\sqrt{Lr} \sin \frac{\beta_1}{2}}{L - r}$ .

У цій формулі  $\beta_1$  – кут відхилення головного шатуна від осі головного циліндра в положенні кривошипа, коли поршень бокового циліндра знаходиться у верхній мертвій точці (ВМТ). З достатньою точністю цей кут може бути визначений як

$$\beta_1 = \arcsin(\lambda \sin \gamma).$$

У разі, якщо  $\gamma \neq \gamma_l$ , довжину причіпного шатуна приймають

$$l = L - r. \quad (4)$$

При такій довжині причіпного шатуна хід поршня в боковому циліндрі буде більшим, ніж у головному, на 3...4%.

Кут  $\gamma_l$  у цьому випадку визначають з умови забезпечення однакового стиснення  $\varepsilon$  в обох циліндрах згідно з наближеним виразом

$$\gamma_l - \gamma = \phi \approx \arcsin \frac{(\varepsilon - 1)\lambda \sin \gamma}{(\varepsilon + 1) + 2\sqrt{\varepsilon(1 - \lambda^2 \sin^2 \gamma)}}. \quad (5)$$

## 1.2. Визначення мас елементів кривошипно-шатунного механізму

Для розрахунку сил інерції деталей КШМ, що рухаються, визначають маси цих деталей, а саме:

- поршневого комплекту;
- шатунів;



– шатунних шийок колінчастого вала і щік.

Приблизне визначення мас елементів КШМ двигуна, що проектується, проводять одним із двох способів.

*Перший спосіб* використовують тоді, коли проєктант має прототип двигуна, що проектується, тобто вже існуючий двигун подібної конструкції з близькими значеннями потужності та розмірів основних деталей КШМ і відомими їхніми масами. У такому разі припускається, що поршневий комплект, шатунний механізм і колінчастий вал двигуна, що проектується, геометрично подібні до аналогічних елементів прототипу й виготовлені з того ж матеріалу. Маси цих елементів знаходять за умови, що об'єми і маси деталей і комплектів двигуна, який проектується, та прототипу будуть співвідноситися як куби їхніх характерних розмірів. За характерний розмір, який береться за одиницю геометричної подібності поршневих двигунів, як правило, вибирають діаметр робочого циліндра двигуна  $D$ . Таким чином, можна записати

$$m_{n.k} = m'_{n.k} \left( \frac{D}{D'} \right)^3, \quad (6)$$

$$m_{ш} = m'_{ш} \left( \frac{D}{D'} \right)^3, \quad (7)$$

$$m_k = m'_k \left( \frac{D}{D'} \right)^3, \quad (8)$$

де  $m_{n.k}$ ,  $m_{ш}$ ,  $m_k$  – маси відповідно поршневого комплекту, шатуна та колін КВ двигуна, що проектується;  $m'_{n.k}$ ,  $m'_{ш}$ ,  $m'_k$  – маси поршневого комплекту, шатуна та колін КВ прототипу;  $D$ ,  $D'$  – діаметри циліндрів двигуна, що проектується, та прототипу.

До маси колін колінчастого вала відносять масу шатунної шийки КВ і незрівноважені маси двох його щік без маси противаг, якщо такі є в конструкції колінчастого вала прототипу.

*Другий спосіб* визначення мас елементів КШМ застосовують тоді, коли прототип двигуна, що проектується, відсутній або якщо в існуючому прототипі відсутні дані стосовно мас деталей і комплектів його КШМ.

У цьому випадку ескізно в масштабі креслять конструкції поршневого комплекту, шатуна і одного коліна КВ. Креслення виконують на ЕОМ із застосуванням програм твердотільного проектування. Це дозволяє швидко і максимально точно визначити об'єми і маси деталей за допомогою додатків до цих програм.

Під час ескізного проектування елементів КШМ (якщо відсутні дані прототипу) можна керуватися даними, наведеними у Додатку А.

## 2. КІНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

Розрахунки кінематики КШМ при проектуванні двигуна полягають у визначенні ходу (переміщення)  $s_n$ , швидкості  $v_n$  та прискорення  $j_n$  поршня залежно від кута обертання  $\alpha$  колінчастого вала.

Кінематика *V-подібних* двигунів із *центральною* та *зміщеними* шатунами не відрізняється від кінематики однорядних двигунів.

Як уже зазначалося вище, в *V-подібних* двигунах зі *зчленованими* шатунами хід поршня в боковому циліндрі з причіпним шатуном більший за хід поршня з головним шатуном на 3...4%. Але така невелика різниця між ходами поршнів цих двигунів дозволяє в першому наближенні вважати, що кінематика поршня з причіпним шатуном не відрізняється від кінематики поршня з головним шатуном.

Таким чином, при ескізному проектуванні як *однорядних*, так і всіх *багаторядних* (*V-подібних* та ін.) двигунів зазначені вище величини знаходять, керуючись спрощеними формулами:

- хід поршня,  $m$ ,

$$s_n = R \left[ \left( 1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left( \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \right]; \quad (9)$$

- швидкість поршня,  $m/c$ ,

$$v_n = R\omega \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right); \quad (10)$$

- прискорення поршня,  $m/c^2$ ,

$$j_n = R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad (11)$$

(у цих формулах, як і в подальших, кількість обертів  $n$  КВ має розмірність *об/хв*, а кутова швидкість  $\omega = d\alpha/dt = \pi n/30 - 1/c$ ).

Розрахунки кінематичних характеристик КШМ, а також подальші розрахунки всіх сил і моментів, що діють у КШМ, проводять для значень  $\alpha$  з інтервалами не більше 10...15°. Але під час вибору інтервалів  $\Delta\alpha$  для розрахунку цих величин треба передбачати, що інтервали мусять ціле число разів міститися в значеннях таких кутів:

- поміж колінами колінчастого вала  $\varphi_k$  (див. підрозд. 4.1);
- поміж рядами багаторядного двигуна  $\gamma$ ;
- повороту КВ поміж спалахами в циліндрах двигуна  $\Delta\alpha_c$  (див. формули (37), (38)).

Значення  $\alpha = 0^\circ$  приймають у положенні поршня в ВМТ. Напрямок відліку  $\alpha$  повинен збігатися з напрямком обертання КВ.

Результати розрахунків зручно подавати у вигляді таблиці за формою, наведеною в табл. Б.1. На рис. 3 показано криві кінематичних характеристик КШМ поршневого двигуна.

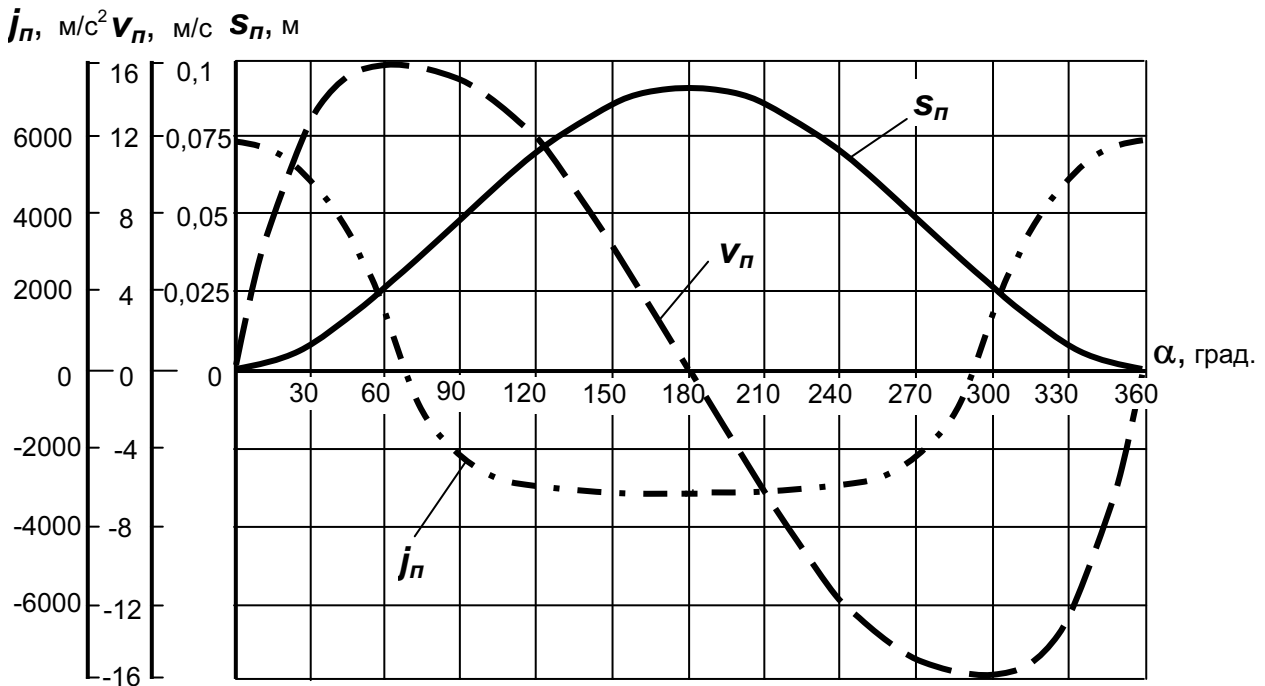


Рис. 3. Криві зміни переміщення поршня, його швидкості та прискорення за кутом обертання колінчастого вала

### 3. СИЛИ І МОМЕНТИ, ЩО ДІЮТЬ У КРИВОШИПНО-ШАТУННОМУ МЕХАНІЗМІ ОДНОГО ЦИЛІНДРА

Вихідними силами в поршневому ДВЗ, які спричиняють появу інших сил і моментів, що діють на елементи КШМ і корпус двигуна, є сили тиску газів  $P_2$ , що виникають у циліндрах двигуна.

Ці сили змушують рухатися складові елементи КШМ двигуна і приводять, як це показано на рис. 4, до виникнення:

- сил інерції  $P_j$  мас, що поступально рухаються вздовж осі циліндра;
- сили  $N$  бокового тиску поршня на дзеркало циліндра, що виникає від дії шатуна на поршень;
- сили  $K$ , яка спрямована вздовж стержня шатуна.

У свою чергу, сила  $K$  передається за допомогою шатуна на коліно кривошипа та приводить до виникнення:

- тангенціальної сили  $T$ , яка спричиняє крутний момент на колінчастому валу;



індикаторної діаграми. З цією метою теоретичну діаграму в  $pV$ -координатах, яку будують за результатами теплового розрахунку, округляють.

Якщо теоретична діаграма не була побудована під час виконання теплового розрахунку двигуна, її будують, проводячи криві процесів стиснення та розширення, згідно із рівняннями політроп:

– процесу стиснення

$$p_e = p_a \left( \frac{V_a}{V} \right)^{n_1}; \quad (12)$$

– процесу розширення

$$p_e = p_b \left( \frac{V_a}{V} \right)^{n_2}, \quad (13)$$

де  $p_a, p_b$  – тиски відповідно спочатку стиснення паливної суміші в циліндрі та в кінці розширення продуктів згорання;  $n_1, n_2$  – показники політроп стиснення і розширення;  $V_a, V$  – повний об'єм циліндра та його поточне значення.

Для визначення повного об'єму циліндра  $V_a$  розраховують об'єм його камери згорання:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \quad (14)$$

де  $V_h$  – робочий об'єм циліндра двигуна, який визначають у тепловому розрахунку.

Для двотактних двигунів у формулі (14) використовують значення об'єму  $V'_h$ , який відповідає ходу поршня від рівня верхньої кромки випускних вікон до ВМТ. У цьому разі  $\varepsilon$  – це дійсний ступінь стиснення.

Тоді

$$V_a = V_c + V_h. \quad (15)$$

Побудову кривих стиснення та розширення проводять не менше як по 10 точках для кожної кривої.

На рис. 5 наведено теоретичні індикаторні діаграми різних типів двигунів (точка  $k$  на рис. 5, в відповідає моменту відкриття впускних вікон).

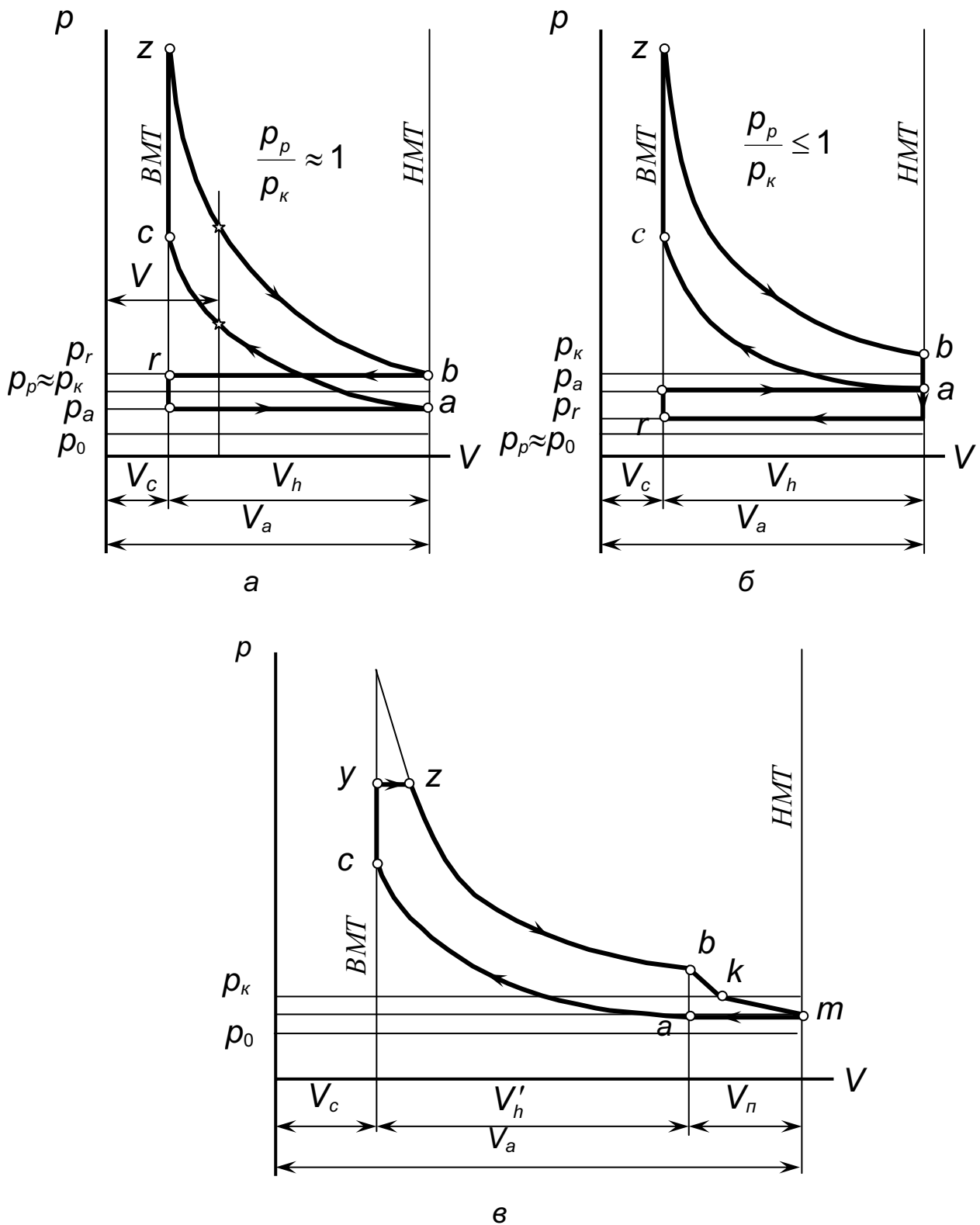


Рис. 5. Теоретичні індикаторні діаграми поршневих двигунів:  
 а – карбюраторних без наддування ( $p_k = p_0$ ) і з газотурбінним наддуванням і турбіною постійного тиску; б – карбюраторних з механічним і газотурбінним наддуванням та імпульсною турбіною;  
 в – двотактного дизеля  
 ( $p_0$  – тиск навколишнього середовища;  $p_k$  – тиск за компресором;  $p_p$  – тиск у ресивері турбіни)

Скруглення теоретичної діаграми з метою її наближення до діаграми дійсного циклу здійснюють таким чином (рис. 6).

На першому етапі діаграму в  $pV$ -координатах перетворюють у діаграму з координатами  $p\alpha$ . Для цього використовують або графічний, або аналітичний спосіб.

Графічний спосіб побудови індикаторної діаграми в координатах  $p\alpha$  базується на використанні біцентричної діаграми Брікса. Ця діаграма впроваджує залежність ходу поршня від величини кута  $\alpha$  повороту кривошипа з урахуванням кінцевої довжини шатуна за

допомогою поправки  $OO_1 = \frac{R^2}{2L}$ . На горизонтальній осі теоретичної

діаграми з координатами  $pV$  або  $ps$  (останні легко одержати з перших за допомогою залежності  $s_n = \frac{4V}{\pi D^2}$ , де  $D$  – діаметр циліндра)

будують півколо радіусом  $R = 0,5V_h$  або  $R = 0,5S_n$  (де  $S_n$  – повний хід поршня) з центром  $O$  посередині відрізка  $V_h$  або  $S_n$ , як це

показано на рис. 6. На відстані  $\Delta V = V_h \frac{\lambda}{4}$  або  $\Delta s = R \frac{\lambda}{2}$  позначають

центр  $O_1$ . З центра  $O_1$  проводять промені під кутами з різницею  $10$  або  $15^\circ$  до перетину з накресленим півколом. Точки перетину променів з півколом проєціюють на горизонтальну шкалу, одержуючи таким чином вісь кутів обертання колінчастого вала.

Під час виконання динамічних розрахунків на ЕОМ зручно користуватися аналітичним способом перебудови індикаторної діаграми в  $p\alpha$ -координати. Для цього застосовують формулу

$$\alpha = \arccos \left[ \frac{1}{\lambda} \left( \sqrt{1 - 2\lambda \left( \frac{V - V_c}{0.785D^2R} - 1 - \frac{\lambda}{2} \right)} - 1 \right) \right], \quad (16)$$

яку можна одержати, якщо розв'язати рівняння (9) відносно  $\cos \alpha$ .

На другому етапі побудови діаграми дійсного циклу визначають кути випередження запалювання для карбюраторних (інжекторних) двигунів або випередження вприскування пального для дизелів і кутів випередження відкриття і запізнювання закриття впускних і випускних клапанів у чотиритактних двигунах. Ці кути залежать від багатьох факторів і остаточно визначаються експериментально.

Оптимальними кутами випередження запалювання у двигунах із примусовим запалюванням (карбюраторних, інжекторних або з





безпосереднім уприскуванням бензину) вважають кути  $\alpha_3 = 20 \dots 25^\circ$  до ВМТ [1, 2].

Оптимальними кутами випередження початку вприскування пального у дизельних двигунах слід уважати кути  $\alpha_y = 10 \dots 40^\circ$  до ВМТ [3].

Згідно із цими кутами, керуючись побудованою шкалою  $\alpha$ , на теоретичній діаграмі наносять точку  $z$ , яка відповідає моменту запалювання палива або вприскування пального. Але з моменту подачі іскри в бензинових двигунах і моменту вприскування пального в дизелях потрібен певний час на розповсюдження полум'я в першому випадку й підготовку суміші до спалаху в другому. Тому різке підвищення тиску в циліндрі, яке відповідає моменту початку горіння, відбувається не в точці  $z$ , а в точці  $z'$ .

Цей проміжок часу, який визначає запізнювання спалаху палива, тобто відрізок  $z - z'$ , на індикаторній діаграмі в кутах обертання КВ становить:

- для карбюраторних двигунів  $\Delta\beta_3 = (0,10 \dots 0,12)\alpha_3$  [1];
- для дизелів  $\tau_3 \cong (1,2 \dots 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ с}$  [3] або  $\Delta\beta_3 = 6n\tau_3$ .

Підвищення тиску газів від моменту початку горіння (точка  $z'$ ) до моменту, коли поршень досягає ВМТ (точка  $z''$ ), для переважної більшості двигунів середньостатистично становить  $0,4 \dots 0,6$  МПа.

У зв'язку із тим, що згоряння палива в дійсному циклі проходить не миттєво, а за деякий час (мають місце недогоряння, втрата теплоти на охолодження та ін.), фактичний максимальний тиск  $p_{z'}$  як для карбюраторних двигунів, так і для дизелів, менший, ніж визначений теоретичний тиск, і становить приблизно

$$p_{z'} = (0,8 \dots 0,9)p_z.$$

Дійсне значення максимального тиску  $p_{z'}$  згідно з роботою [4] відповідає куту обертання КВ після ВМТ на  $\Delta\alpha_z = 10 \dots 15^\circ$ .

Під час скруглення діаграми карбюраторних двигунів вважають, що точка  $z'_k$  лежить посередині відрізка  $d - l$  або на відстані  $\Delta V_z = (0,015 \dots 0,025)V_h$  [4] від точки  $d$ . Це відповідає куту обертання КВ на  $\Delta\alpha_z = 10 \dots 15^\circ$  після ВМТ.

Під час скруглення діаграми дизеля дійсна точка максимального тиску  $z''_d$  лежить приблизно на  $2/3$  довжини відрізка  $y' - z'$ , як це показано на рис. 6 (можна вважати, що довжина відрізка  $y' - z'$  дорівнює довжині відрізка  $y - z$ ).

Одержані таким чином точки  $z'$ ,  $z''$  та  $z'$  і криву розширення біля точки  $z'$  діаграми дійсного циклу з'єднують плавною кривою.

Скруглення теоретичної діаграми *чотиритактного* двигуна в кінці розширення продуктів згоряння і на початку впускання свіжої суміші спричинене випередженням відкриття випускного клапана (точка  $b'$ ) і запізненням його закриття (точка  $r'$ ). Положення цих точок відповідає кутам  $\alpha_3$  і  $\alpha_4$ , середньостатистичні значення яких наведено у Додатку В.

Під час вибирання фаз газорозподілу слід пам'ятати, що великі значення кутів випередження відкриття та запізнювання закриття клапанів відповідають більш швидкохідним двигунам.

У багатьох конструкціях *чотиритактних* двигунів кути обертання КВ ( $\alpha_1 + \alpha_2 + 180^\circ$ ), які відповідають відкритому положенню випускного клапана, приймають рівними кутам ( $\alpha_3 + \alpha_4 + 180^\circ$ ), які відповідають відкритому положенню випускного клапана. Це робиться з метою виготовлення однакових кулачків розподільного вала для впускних і випускних клапанів.

Для *двотактних* двигунів фази газорозподілу визначають згідно з висотою випускних і продувальних вікон, які під час ескізного проектування можуть бути прийняті:

а) у *поперечно-петльових щілинних* схемах:

- випускні вікна  $I_b = (0,16 \dots 0,35)S_n$ ;
- продувальні вікна  $I_n = (0,08 \dots 0,20)S_n$ , якщо це один пояс вікон, і  $I_n = (0,28 \dots 0,35)S_n$ , якщо це два пояси вікон або більше;

б) у *прямоточних щілинних* схемах:

- випускні вікна  $I_b = (0,20 \dots 0,25)S_n$ ;
- продувальні вікна  $I_n = (0,15 \dots 0,20)S_n$ .

Для *двотактних* двигунів з *клапанно-щілинною* схемою газорозподілу висота *продувальних* вікон дорівнює  $I_n = (0,08 \dots 0,15)S_n$ , а кути відкриття та закриття одного або двох випускних клапанів становлять  $\alpha_e \approx 70 \dots 95^\circ$  до НМТ і  $\alpha_3 \approx 35 \dots 50^\circ$  після НМТ відповідно.

Скруглення діаграми *двотактних* двигунів біля НМТ після визначення моментів відкриття випускних і продувальних вікон або випускних клапанів і продувальних вікон виконують приблизно так, як це зображено на рис. 7. Внаслідок того, що дійсна діаграма на цій ділянці незначно відрізняється від теоретичної, для виконання динамічного розрахунку *двотактного* двигуна його теоретичну діаграму біля НМТ можна не скругляти.

Перевірку правильності скруглення індикаторної діаграми виконують за значенням середнього індикаторного тиску  $p_i$ , який визначають під час теплового розрахунку. Для цього планіметруванням знаходять площину  $S_L$  індикаторної діаграми і за допомогою масштабних коефіцієнтів діаграми  $k_p$ , Па/мм, і  $k_V$ , м<sup>3</sup>/мм,

знаходять індикаторну роботу газів за цикл  $L_i = S_L k_p k_v$ , Дж, і середній індикаторний тиск  $p'_i = \frac{L_i}{V_h}$ . Різниця між  $p_i$  і  $p'_i$  не повинна перевищувати 2...3%.

Після побудови індикаторної діаграми дійсного циклу будують розгорнуту діаграму сил тиску газів за кутом обертання  $\alpha$  колінчастого вала. За початок відліку ( $\alpha = 0$ ) приймають положення КВ, коли поршень знаходиться:

- для чотиритактних двигунів у ВМТ з початку процесу впускання свіжого заряду;
- для двотактних двигунів у НМТ.

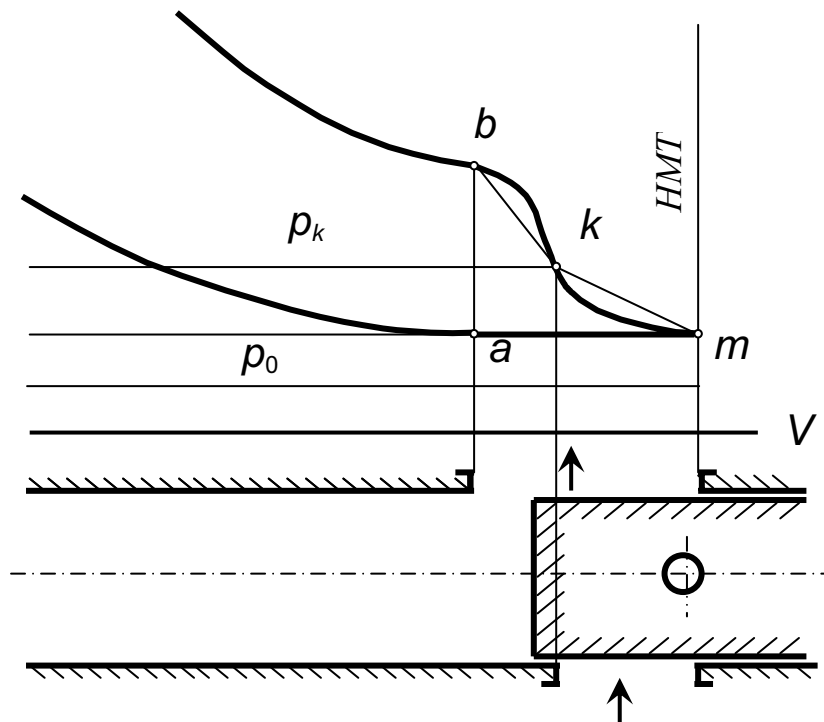


Рис. 7. Діаграма процесів газообміну в двотактному двигуні поперечно-щілинної схеми

Користуючись розгорнутою індикаторною діаграмою дійсного циклу, через  $\Delta\alpha = 10...15^\circ$  визначають значення тиску газів у циліндрі  $p_e$  і заносять їх до таблиці (див. табл. Б.1).

### 3.2. Сили інерції мас, які поступально рухаються, та сумарні сили, які діють уздовж осі циліндра

До мас, що поступально рухаються, в поршневому ДВЗ відносять масу всього поршневого комплекту, а також частину маси шатуна, яка складається з мас його верхньої поршневої головки та частини його стержня, що з'єднується з поршневою головкою

(в крейцкопфних двигунах до цих мас ще відносять маси штока і крейцкопфа).

Таким чином, для тронкового двигуна сумарна маса частин його кривошипно-шатунного механізму, які поступально рухаються, становить

$$m_s = m_{п.к} + m_{sw} ,$$

де  $m_{п.к}$  ,  $m_{sw}$  – маси поршневого комплекту і шатуна, що віднесені до його частини, яка поступально рухається.

Умовно цю сумарну масу  $m_s$  вважають скупченою в центрі поршневої головки шатуна або в точці перетину осі поршневого пальця з віссю циліндра.

Маси поршневого комплекту та шатуна визначають згідно з рекомендаціями розділу 1. Шатун поршневого двигуна здійснює складний поступально-коливальний рух, при якому його верхня поршнева головка рухається поступально вздовж осі циліндра, а нижня кривошипна головка обертається навколо осі колінчастого вала. Тому для виконання динамічних розрахунків його масу умовно замінюють двома еквівалентними статичними масами, які розташовують по різні сторони від центра мас шатуна (рис. 8). Це маса  $m_{sw}$  частини шатуна, яка поступально рухається, і маса  $m_{Rw}$  частини шатуна, яка обертається навколо осі колінчастого вала.

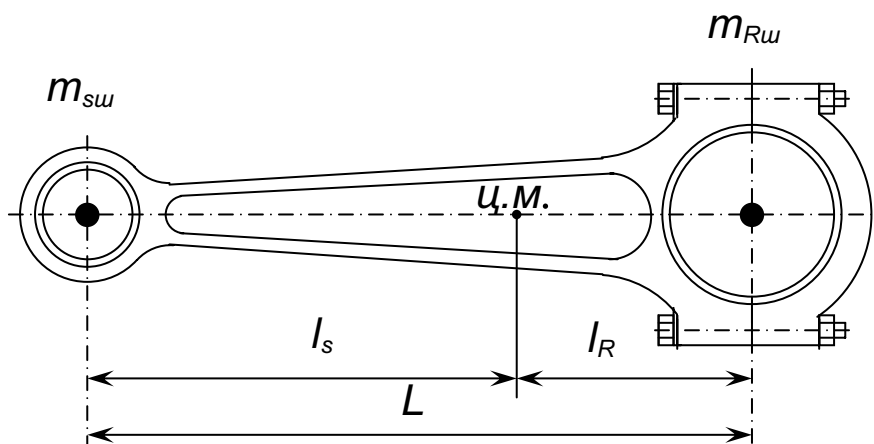


Рис. 8. Схема рознесення маси шатуна однорядного двигуна

Для однорядних авіаційних двигунів, автомобільних і тракторних центр маси шатуна (ц.м.) може бути визначений під час ескізного проектування із відношення

$$l_R = (0,18...0,32)L.$$

Для судових, тепловозних і стаціонарних *однорядних* двигунів, в яких стержень шатуна переважно має круглий переріз,

$$l_R = (0,3 \dots 0,4)L.$$

У *V-подібних* двигунах із центральними шатунами розміри  $l_R$  шатунів приймають такими:

- $l_R = (0,12 \dots 0,20)L$  – для *вилчастих* шатунів;
- $l_R = (0,25 \dots 0,40)L$  – для *центральных* шатунів.

Під час вибору розміру  $l_R$  шатунів слід уважати, що найменші значення  $l_R$  відповідають шатунам більш потужних двигунів.

Таким чином, зазначені вище еквівалентні маси шатуна можна розрахувати за співвідношеннями

$$m_{sw} = m_w \frac{l_R}{L}, \quad m_{Rw} = m_w \frac{l_s}{L}. \quad (17)$$

Під час визначення повної маси шатуна  $m_w$  слід урахувувати маси деталей кріплення (болти, гайки або шпильки) нижньої кривошипної головки (якщо вона рознімна).

Для *V-подібних* двигунів зі *зчленованими* шатунами визначення центра мас шатунів і мас частин шатунів, що поступально рухаються і обертаються, виконують таким чином.

Ураховуючи те, що розміри *причіпного* шатуна вздовж його довжини майже не змінюються і діаметри пальця поршня та пальця нижньої головки шатуна, яким вона кріпиться до головного шатуна, майже однакові, центр мас *причіпних* шатунів знаходиться близько до їх геометричного центра, тобто

$$l_{Rp.w} = (0,45 \dots 0,50)l_{п.ш},$$

де  $l_{п.ш}$  – довжина *причіпного* шатуна.

Маси частин *причіпних* шатунів визначають згідно із співвідношеннями (17).

Загальну масу *головного* шатуна та його мас  $m_{sz.w}$  і  $m_{Rz.w}$  знаходять з урахуванням маси частини *причіпного* шатуна  $m_{Rp.w}$ , яка скупчена на осі *причіпного* пальця, як це показано на рис. 9.

Такий головний шатун разом із масою  $m_{Rp.w}$  *причіпного* шатуна, що приєднується до нього, називається *зведеним* шатуном.

Внаслідок цього загальна маса *зведеного* шатуна складається з маси *головного* шатуна  $m_{z.w}$ , маси пальця *причіпного* шатуна  $m_{п}$  і маси *причіпного* шатуна  $m_{Rp.w}$ , що скупчена на осі пальця, тобто

$$m_{3.ш} = m_{2.ш} + m_{Рп.ш} + m_{п}.$$

Масу зведеного шатуна також розділяють на дві маси:

$$m_{3.ш} = m_{s3.ш} + m_{R3.ш},$$

де  $m_{s3.ш}$  – маса, що поступально рухається;  $m_{R3.ш}$  – маса, що обертається навколо осі КВ.

Маси  $m_{R3.ш}$  і  $m_{s3.ш}$ , як це можна побачити на рис. 9, розраховують за співвідношеннями

$$m_{s3.ш} = \frac{m_{2.ш} l_R + (m_{R3.ш} + m_n) b_2}{L},$$

$$m_{R3.ш} = \frac{m_{2.ш} l_s + (m_{R3.ш} + m_n) b_1}{L}.$$

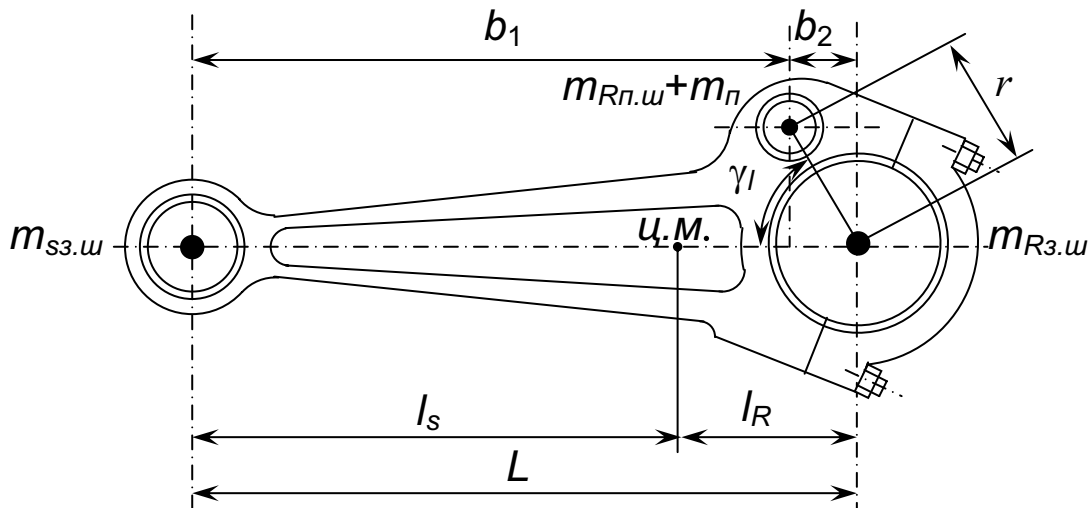


Рис. 9. Схема рознесення маси головного шатуна V-подібних двигунів зі зчленованими шатунами

Для попередніх розрахунків при проектуванні двигунів можна вважати, що в головному шатуні центр мас (ц. м.) знаходиться від центра нижньої його головки на відстані

$$l_R = (0,20 \dots 0,25)L.$$

Розміри  $b_1$  і  $b_2$  визначають з ескізного креслення головного шатуна або, як це видно з рис. 9, за формулою

$$b_2 = r \cos \gamma_I.$$

Визначивши таким чином маси  $m_s$  кривошипно-шатунного механізму, що поступально рухаються, та їх прискорення, за формулою (11) розраховують питомі сили інерції від цих мас, віднесені до одиниці площини поршня:

$$\rho_j = -\frac{4m_s}{\pi D^2} j_n \approx -\frac{4m_s}{\pi D^2} \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (18)$$

Зокрема, ця сила інерції:

- у ВМТ має від'ємний знак, спрямована від КВ і дорівнює

$$\rho_j \approx -\frac{4m_s}{\pi D^2} \omega^2 R (1 + \lambda);$$

- у НМТ має додатний знак, спрямована до КВ і дорівнює

$$\rho_j \approx \frac{4m_s}{\pi D^2} \omega^2 R (1 - \lambda).$$

Для можливості подальшого проведення зрівноваження двигуна інерційні сили від мас, що поступально рухаються, подають у вигляді суми сил інерції першого  $\rho_{jI}$  і другого  $\rho_{jII}$  порядків, тобто

$$\rho_j = \rho_{jI} + \rho_{jII},$$

де

$$\rho_{jI} \approx -\frac{4m_s}{\pi D^2} \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 R \cos \alpha; \quad (19)$$

$$\rho_{jII} \approx -\frac{4m_s}{\pi D^2} \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 R \lambda \cos 2\alpha. \quad (20)$$

Значення сил  $\rho_j$ ,  $\rho_{jI}$  і  $\rho_{jII}$  заносять до таблиці (див. табл. Б.1).

Для *V-подібних* двигунів зі *зміщеними* шатунами сили інерції в обох циліндрах однакові для однакових кутів  $\alpha$  обертання КВ відповідно для кожного із циліндрів, оскільки шатуни цих двигунів однакові.

У *V-подібних* двигунах з *центральною* і *зчленованими* шатунами, як це було зазначено вище, маси частин, що поступально рухаються, для головного та бокового циліндрів відрізняються внаслідок різниці в масах шатунів і в положенні центра мас для вилчастих і центральних шатунів, а також головних і причіпних. Але, як

показав досвід, ця різниця незначна (не більш як 5...8%). Це пояснюється тим, що маса поршневих комплектів, як правило, значно більша (у 3 – 4 рази) від маси частин шатунів, що поступально рухаються. Окрім того, кінематика поршня з причіпним шатуном, як уже зазначалося в розділі 2, також незначно відрізняється від кінематики поршня з головним шатуном.

У зв'язку з цим для попередніх розрахунків динаміки двигуна, що проектується, приймається положення, що і в V-подібних (а також W-, X-подібних) двигунах із центральними та зчленованими шатунами сили інерції в головних і бокових циліндрах однакові для однакових кутів обертання  $\alpha$  КВ відносно кожного з цих циліндрів і дорівнюють силам інерції, які діють у головному циліндрі.

Таким чином, сумарні сили, які діють уздовж осі циліндра, визначають як алгебричну суму сил тиску газів та інерційних сил від мас, що поступально рухаються:

$$p_1 = p_z + p_j \quad (21)$$

Результати розрахунку цих сил заносять до таблиці (див. табл. Б.1).

### 3.3. Сили, які діють на деталі кривошипно-шатунного механізму

У кривошипно-шатунному механізмі кожного з циліндрів поршневого двигуна на деталі діють сили  $N$ ,  $K$ ,  $T$  і  $Z$ , які було розглянуто на початку цього розділу (див. рис. 4).

Для однорядних двигунів і V-подібних зі зміщеними або центральними шатунами питомі значення цих сил, віднесених до площини поршня  $F_n$ , знаходять згідно з рис. 4 за формулами

$$n = p_1 \operatorname{tg} \beta, \quad (22)$$

$$k = p_1 \frac{1}{\cos \beta}, \quad (23)$$

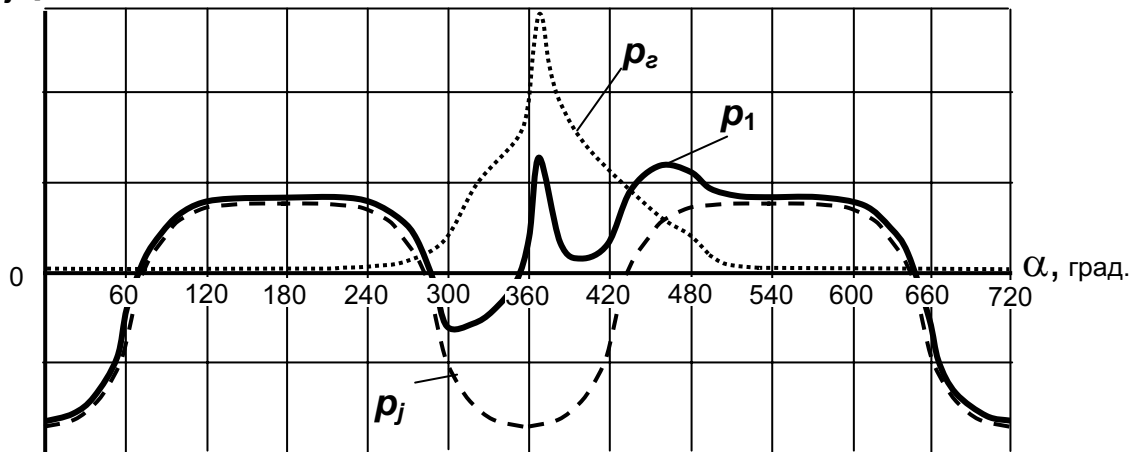
$$t = p_1 \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \quad (24)$$

$$z = p_1 \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (25)$$

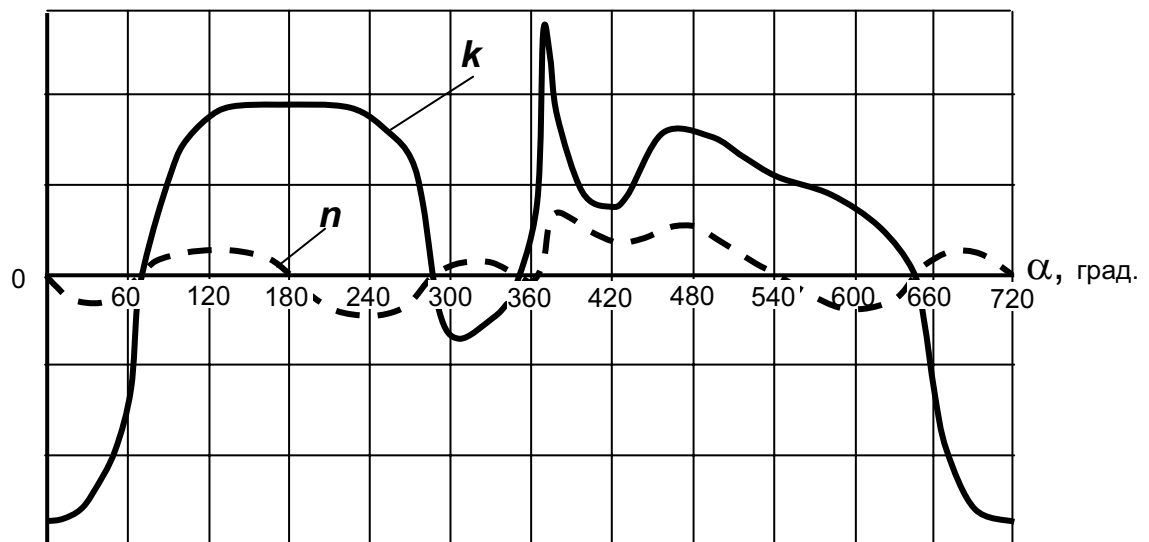
Кути  $\beta$  відхилення шатуна від осі циліндра можна розрахувати залежно від  $\alpha$  та  $\lambda$ :



$p_2, p_j, p_1, \text{ МПа}$



$n, k, \text{ МПа}$



$z, t, \text{ МПа}$

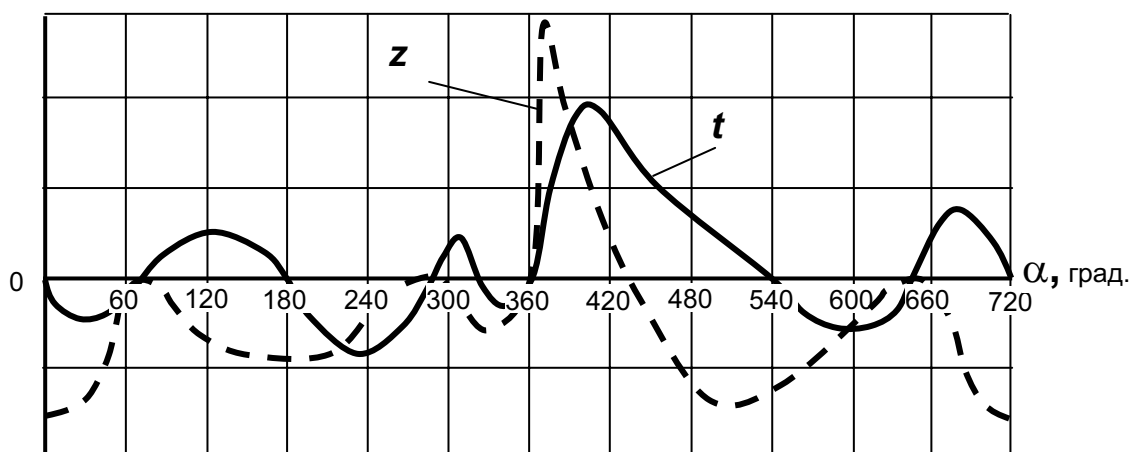


Рис. 10. Криві зміни питомих сил  $p_2, p_j, p_1, n, k, z$  і  $t$  за кутом обертання колінчастого вала

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha$$

або

$$\begin{aligned} \beta &= \arcsin(\lambda \sin \alpha), \\ \cos \beta &= \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}. \end{aligned} \quad (26)$$

Під час визначення сил, які діють на деталі КШМ, додатні значення кутів  $\beta$  приймають такими, як це показано на рис. 4, тобто якщо шатун відхиляється від осі циліндра в напрямку обертання колінчастого вала.

Характер зміни вищерозглянутих сил за кутом обертання колінчастого вала для чотиритактного двигуна наведено на рис. 10.

У КШМ *V-подібних* двигунів (*W-, X- і зіркоподібних*) зі *зчленованими* шатунами через те, що вісь пальця причіпного шатуна не збігається з віссю шатунної шийки КВ, виникають *додаткові сили* від дії бокового циліндра (рис. 11). При цьому сили *n, k, t і z*, які діють у головному циліндрі, визначають так само, як і для циліндрів

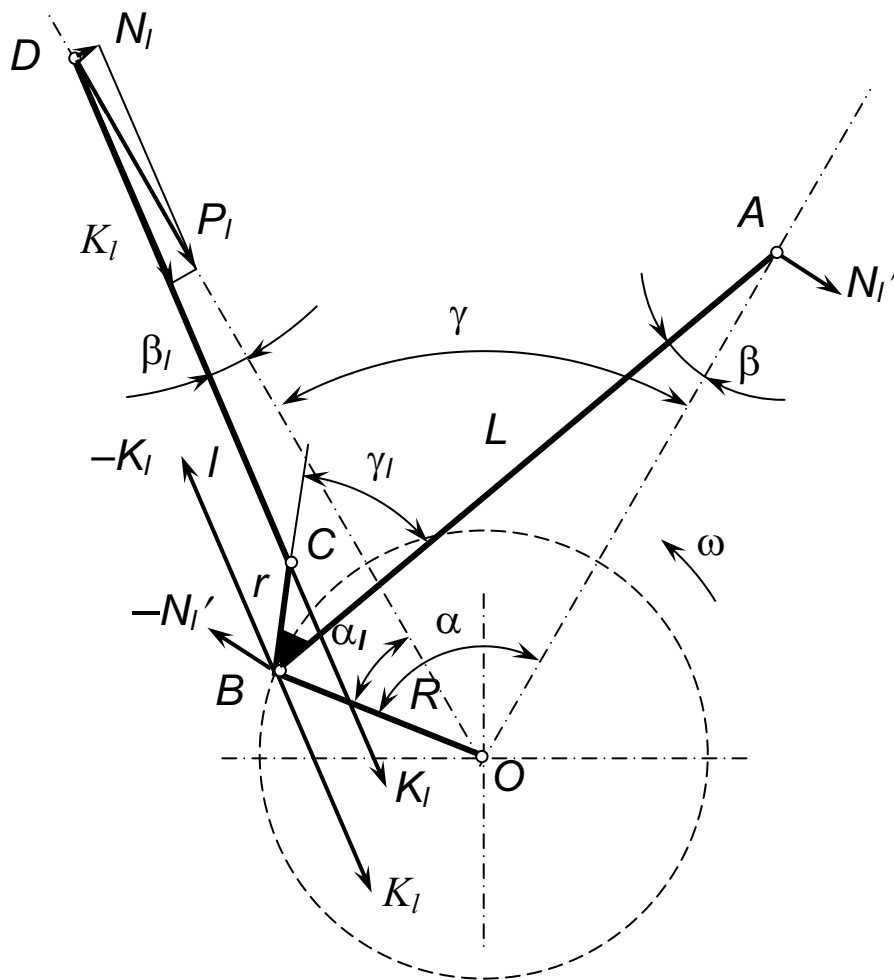


Рис. 11. Схема щодо виникнення додаткових сил від бокового циліндра у *V-подібному* двигуні зі *зчленованими* шатунами

однорядних двигунів, тобто за формулами (22) – (25).

Додаткові сили від дії бокового циліндра визначають, якщо силу  $K_i$ , яка спрямована вздовж причіпного шатуна, перенести до осі пальця причіпного шатуна (точка  $C$  на рис. 11). У цьому разі видно, що на головний шатун буде діяти момент сили  $K_i$  відносно осі шатунної шийки  $KB$  (точка  $B$ ) з плечем  $r' = r \sin(\beta - \beta_i - \phi)$ . Цей момент спричиняє виникнення двох протилежно спрямованих сил  $N'_i$ , перпендикулярних до осі головного циліндра, питоме значення яких визначають за формулою

$$n'_i = p_{1i} \frac{r \sin(\beta - \beta_i - \phi)}{L \cos \beta \cos \beta_i}. \quad (27)$$

Одна із цих сил, яка прикладена до поршневої головки головного шатуна (точка  $A$ ), спричиняє додаткову силу бокового тиску поршня головного циліндра на його дзеркало. Внаслідок цього питома бокова сила, яка діє в головному циліндрі багаторядного або зіркоподібного двигуна, тобто коли є  $k$  причіпних шатунів, у загальному вигляді визначається як алгебрична сума сил:

$$n_\Sigma = n + \sum_{i=1}^{i=k} n'_{i}. \quad (28)$$

Протилежна сила  $-N'_i$  прикладена до осі шатунної шийки  $KB$ , внаслідок чого питомі значення тангенціальної та радіальної сил, які діють на шатунну шийку  $KB$  від сил в боковому циліндрі, визначають таким чином:

$$t_i = k_i \sin(\alpha_i + \beta_i) + n'_i \cos(\alpha_i + \gamma), \quad (29)$$

$$z_i = k_i \cos(\alpha_i + \beta_i) - n'_i \sin(\alpha_i + \gamma). \quad (30)$$

Для розрахунку питомих сил  $p_{1i}$ ,  $n'_i$ ,  $k_i$ ,  $t_i$  і  $z_i$  знаходять кути  $\alpha_i$  положення коліна відносно початку циклу в боковому циліндрі, які відповідають кутам  $\alpha$  відносно початку циклу в головному циліндрі, а також відповідні цим кутам кути відхилення шатунів від осей циліндрів  $\beta_i$  і  $\beta$ .

Співвідношення між кутами обертання  $KB$  відносно початку циклу в кожному з циліндрів одержують згідно з основними правилами щодо черговості роботи циліндрів (див. підрозд. 4.2):

– для чотиритактних двигунів

$$\alpha_l = \alpha + 360 \pm \gamma; \quad (31)$$

– для двотактних двигунів

$$\alpha_l = \alpha \pm \gamma, \quad (32)$$

де знак „+” відповідає напрямку обертання КВ (через кут  $\gamma$ ) від бокового циліндра до головного, знак „-” – зворотному напрямку.

Значення кутів  $\beta$  відхилення головного шатуна знаходять за формулою (26), кутів  $\beta_l$  відхилення причіпного шатуна – із залежності

$$\beta_l = \arcsin \left[ \frac{R}{l} \sin \alpha_l - \frac{r}{l} \sin(\beta - \phi) \right], \quad (33)$$

де  $\phi = \gamma_l - \gamma$ .

Результати розрахунків сил  $n$ ,  $k$ ,  $t$  і  $z$  для одного циліндра однорядних і всіх багаторядних двигунів заносять до таблиці (див. табл. Б.1).

Крутний момент на коліні кривошипа виникає від дії тангенціальної сили  $T$  і може бути визначений як

$$M_k = t \cdot R \cdot F_n. \quad (34)$$

Після розрахунків сил, які змінюються за кутом обертання КВ, визначають постійно діючу відцентрову силу від мас, що обертаються. Без урахування мас противаг і з припущенням, що маса шатуна, яка обертається, і маси щік коліна та шатунної шийки прикладені в точці перетину осі циліндра з віссю шатунної шийки, питоме значення цієї сили визначають як

$$c = c_{ш} + c_{ш.ш} + 2c_{щ} = -\frac{4\omega^2 R}{\pi D^2} (m_{ш.R} + m_{ш.ш} + 2m_{щ}), \quad (35)$$

де  $c_{ш}$ ,  $c_{ш.ш}$ ,  $c_{щ}$  – відцентрові сили від маси шатуна, що обертається,  $m_{ш.R}$ , маси шатунної шийки  $m_{ш.ш}$  і маси щіки  $m_{щ}$  колінчастого вала.

Для V-подібних двигунів зі зчленованими шатунами  $m_{ш.R} = m_{R3.ш}$ .

Маси шатунної шийки  $m_{ш.ш}$  і щіки  $m_{щ}$  визначають, керуючись даними прототипу, або з ескізного креслення коліна, як це було зазначено в розділі 1 для поршневого комплексу та шатуна. Під час розробки ескіза коліна КВ можна користуватися даними Додатка А.

Окрім зазначених вище відцентрових сил, які вкупі діють на корінну шийку КВ, на останню також можуть діяти протилежно

спрямовані відцентрові сили однієї або двох противаг, якщо вони передбачені конструкцією колінчастого вала прототипу. Але, оскільки маси противаг і їх розташування визначаються тільки на стадії зрівноваження двигуна і розташовуються противаги в переважній більшості конструкцій КВ не на кожному його коліні, для виконання подальших динамічних розрахунків і розрахунків деталей двигуна на міцність вони не враховуються.

Для *V-подібних* двигунів зі зчленованими шатунами окрім табл. Б.1 додатково складають таблицю за формою табл. Б.2.

Пояснимо принцип складання табл. Б.2 на прикладі *V-подібного* чотиритактного двигуна з кутом  $\gamma = 60^\circ$ , напрямом обертання коліна від головного циліндра до бокового і припущенням, що кінематика причіпного шатуна не відрізняється від кінематики головного шатуна.

1. За початок відліку кутів  $\alpha$  обертання коліна вважають момент з початку циклу в головному циліндрі.

2. До стовпців 2, 4, 5 з табл. Б.1 заносять значення сил  $n$ ,  $z$  і  $t$  для головного циліндра.

3. За формулою (31) або (32) розраховують значення кута  $\alpha_l$  для бокового циліндра і заносять їх до стовпця 6. Так, для взятого, як приклад, двигуна для значення  $\alpha = 0^\circ$  у першому рядку будемо мати  $\alpha_l = 300^\circ$ . Значення  $\alpha_l = 0^\circ (720^\circ)$  буде відповідати значенню  $\alpha = -300^\circ$  або з початку циклу  $\alpha = 420^\circ$ .

4. З рядків табл. Б.1, які відповідають значенням  $\alpha_l$ , тобто  $\alpha = \alpha_l$ , до стовпців 7, 8 табл. Б.2 переносять значення сил  $p_1$  і  $k$  для бокового циліндра.

5. Значення сил  $n'_l$ ,  $z_l$ ,  $t_l$  (стовпці 9, 10, 11) знаходять за формулами (27), (29), (30).

6. Розраховують результуючу  $n_\Sigma$  (28) бокової сили в головному циліндрі та заносять її значення до стовпця 3.

7. Результуючі  $z_\Sigma$  і  $t_\Sigma$  (стовпці 12, 13), які діють на коліно у відсіку двигуна, знаходять як алгебричну суму відповідних сил, що виникають у головному і боковому циліндрах.

8. За формулою (35) визначають питоме значення постійно діючої відцентрової сили  $c$  і знаходять результуючу нормальних сил  $z_\Sigma$  і  $c$  (стовпець 14), а також рівнодійну  $q$  нормальних і тангенціальної сил (стовпець 15):

$$q = \sqrt{(z_\Sigma + c)^2 + t_\Sigma^2}. \quad (36)$$

Визначення результуючих сил і моментів, які діють на коліно КВ у відсіках *W-*, *X-* і зіркоподібних двигунів, більш досконально розглянуто в підрозд. 4.4.

## 4. СИЛИ І МОМЕНТИ, ЩО ДІЮТЬ НА КОЛІНЧАСТИЙ ВАЛ БАГАТОЦИЛІНДРОВОГО ДВИГУНА

У багатоциліндрових *однорядних* двигунах на різні коліна колінчастого вала в однакові моменти часу діють різні за величиною і напрямком сили та крутні моменти. Окрім того, у *багаторядних* двигунах на одне коліно КВ діють сили та моменти від двох (V-подібні) або більше циліндрів. Це спричинене різними моментами запалювання паливної суміші в різних циліндрах. У зв'язку із цим для можливості розрахунку сил і моментів, що діють на колінчастий вал багатоциліндрового двигуна, визначають послідовність запалювання (роботи) у його циліндрах.

Під час виконання динамічних розрахунків колінчастого вала та вибору послідовності роботи циліндрів поршневих двигунів визначають, з якого його боку проводити нумерацію циліндрів. Більш зручним з точки зору проведення розрахунків навантажень, які діють уздовж КВ, є положення, що *нумерація циліндрів починається з боку вільного хвостовика КВ* у напрямку до його кінця, з якого знімають потужність.

### 4.1. Вибір схеми розташування кривошипів колінчастого вала

Послідовність роботи циліндрів двигуна залежить від схеми взаємного розташування кривошипів, або колін, його колінчастого вала.

Основними вимогами для всіх поршневих ДВЗ, які, в першу чергу, визначають взаємне розташування колін КВ двигунів, є забезпечення:

- максимально можливої рівномірності крутного моменту від усіх колін за один цикл;
- максимальної самозрівноваженості двигуна без додаткових противаг і механізмів.

Перша вимога передбачає рівність інтервалів між спалахами в *одному ряду* двигуна. Згідно із цим кут обертання КВ поміж двома послідовними спалахами в одному ряду може бути визначений таким чином:

- для чотиритактних двигунів

$$\Delta\alpha_{ц.р} = \frac{720}{i_p}; \quad (37)$$

- для двотактних двигунів

$$\Delta\alpha_{ц.р} = \frac{360}{i_p}, \quad (38)$$

де  $i_p$  – кількість циліндрів в одному ряду двигуна.

Друга вимога окрім правильного вибору послідовності роботи циліндрів забезпечується тим, що коліна КВ розташовують таким чином, щоб відцентрові сили окремих колін взаємно зрівноважувалися і не утворювали незрівноваженої пари сил.

Керуючись визначеним кутом  $\Delta\alpha_{ц.р}$  та існуючими схемами обопільного розташування кривошипів КВ, які враховують самозрівноваженість двигуна, вибирають схему колінчастого вала для двигуна, що проектується.

Існуючі схеми розташування кривошипів КВ розподіляють на три групи:

- рівномірні подовжньо-симетричні;
- рівномірні подовжньо-несиметричні;
- нерівномірні подовжньо-несиметричні.

*Рівномірна подовжньо-симетрична* схема можлива тільки при *парній* кількості кривошипів і має такі відмінності:

а) кривошипи, що рівновіддалені від центральної корінної шийки, розташовані в одній площині та мають однаковий напрям, тобто по довжині вала вони розташовані симетрично;

б) пари подовжньо-симетричних кривошипів рівномірно розподілені по колу і утворюють між собою рівні кути:

$$\varphi_k = \frac{360}{0,5 i_k},$$

де  $0,5 i_k$  – кількість пар кривошипів (колін).

Схема використовується в *чотиритактних* двигунах із парною кількістю циліндрів у ряду і колінчастим валом, який має стільки кривошипів, скільки і циліндрів, а саме:

- в однорядних чотирициліндрових;
- в одно- і багаторядних із шістьма або більше циліндрами в ряду (до 12).

Винятком із цього правила є чотиритактні двигуни зі схемами розташування циліндрів  $12 \forall 120^\circ$  і  $16 \forall 90^\circ$  та деякі інші.

У двотактних двигунах рівномірна подовжньо-симетрична схема не застосовується.

*Рівномірна подовжньо-несиметрична* схема має такі відмінності:

а) рівномірний розподіл кривошипів по колу, при якому кути між ними становлять

$$\varphi_k = \frac{360}{i_k};$$

б) кривошипи, які однаково віддалені від середини вала по довжині, розташовані або в незбіжних площинах, що проходять через вісь КВ, або в одній площині, але спрямовані в протилежні боки (останнє можливе в разі парної їх кількості).

Схема використовується у *двотактних* одно- і багаторядних двигунах із *парною* або *непарною* кількістю циліндрів у ряду, а також у *чотиритактних* одно- і багаторядних двигунах із *непарною* кількістю циліндрів у ряду або в деяких чотиритактних двигунах із парною кількістю циліндрів у ряду (4,6 і 8), наприклад, 8  $\nabla 90^\circ$ , 16  $\times 45^\circ/135^\circ$ , 16  $\cong 180^\circ$ , 12  $\nabla 120^\circ$  і 16  $\nabla 90^\circ$ .

*Нерівномірна подовжньо-несиметрична* схема має нерівномірне розташування колін по колу і не дає можливості досягти повної динамічної самозрівноваженості одновального двигуна за всіма шістьма ознаками. Це потребує, в більшості випадків, застосування зрівноважувального механізму.

Використовують цю схему досить рідко і тільки у тих випадках, коли рівномірна схема не дозволяє одержати однакові інтервали між спалахами в циліндрах багаторядного двигуна.

#### 4.2. Визначення черговості роботи циліндрів

Після вибору кількості циліндрів, схеми їх розташування (кутів у помір циліндрами багаторядних двигунів), схеми розташування кривошипів колінчастого вала та напрямку його обертання визначають закономірність прикладення до КВ імпульсів крутного моменту, тобто послідовність спалахів у циліндрах двигуна.

Під час визначення черговості роботи циліндрів одно- і багаторядного двигуна керуються такими основним правилами:

1. Послідовність прикладення крутного моменту від усіх циліндрів двигуна до його колінчастого вала має бути рівномірною.

2. Послідовна робота сусідніх циліндрів у ряду по можливості має виключатися, тобто циліндри, що послідовно працюють, по можливості мають бути розташовані по різні боки від центра ваги колінчастого вала. Це запобігає надмірному навантаженню корінних шийок і корінних підшипників, які розташовані між сусідніх циліндрів.

3. Робота циліндрів *багаторядного* двигуна по його відсіку, тобто в площині, перпендикулярній до осі КВ, або циліндрів, з'єднаних із загальною для них шатунною шийкою, має здійснюватись згідно з умовами рівномірності спалахів за кутом обертання КВ з метою зменшення навантажень на шатунну шийку і її підшипник від тиску газів.



Згідно із першою вимогою кути поміж спалахами в циліндрах двигуна мають становити:

- для чотиритактних двигунів

$$\Delta\alpha_{\text{ц}} = \frac{720}{i}; \quad (39)$$

- для двотактних двигунів

$$\Delta\alpha_{\text{ц}} = \frac{360}{i}. \quad (40)$$

Вимога щодо чергування роботи циліндрів *по відсіку* краще може бути дотримана для чотиритактних двигунів. Так, для V-подібних двигунів (рис. 12), якщо вважати їхні головні або центральні шатуни розташованими в лівому ряду, кути запалювання правого (бокового) циліндра відносно лівого (головного) залежно від напрямку обертання КВ (+ $\omega$  або - $\omega$ ) будуть відповідно становити:

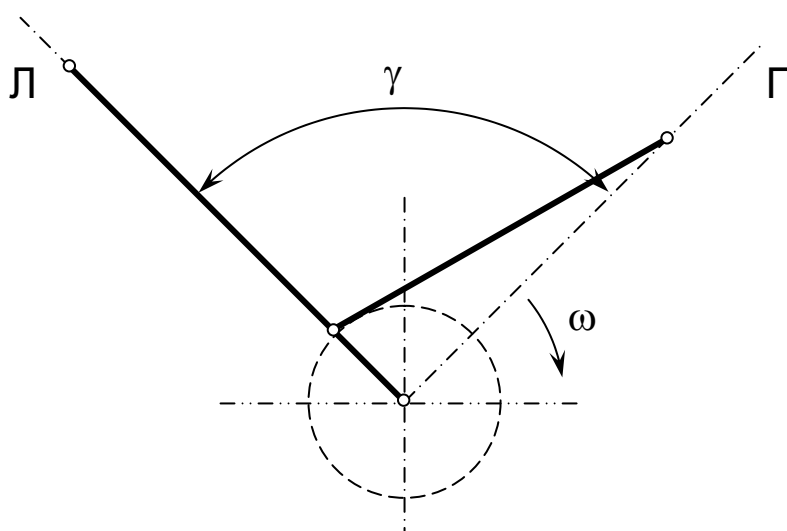


Рис. 12. Схема КШМ V-подібного двигуна

- у чотиритактних двигунах

$$\alpha_{\text{з.п}} = 360 \pm \gamma \quad \text{або} \quad \alpha_{\text{з.п}} = \pm\gamma;$$

- у двотактних двигунах

$$\alpha_{\text{з.п}} = \pm\gamma.$$

У W-подібних двигунах (рис. 13) головний шатун найчастіше розташовують у середньому ряду і позначають цей ряд першим, тому

кути запалювання поміж циліндрами у відсіці таких двигунів у напрямку обертання КВ вибирають:

- для чотиритактних двигунів:
  - другого циліндра відносно першого –  $\alpha_{3|1-2} = 360 - \gamma$ ;
  - третього відносно другого –  $\alpha_{3|2-3} = 2\gamma$ ;
  - першого відносно третього –  $\alpha_{3|3-1} = 360 - \gamma$ ;
- для двотактних двигунів:
  - другого циліндра відносно першого –  $\alpha_{3|1-2} = \gamma$ ;
  - третього відносно другого –  $\alpha_{3|2-3} = 360 - 2\gamma$ ;
  - першого відносно третього –  $\alpha_{3|3-1} = \gamma$ .

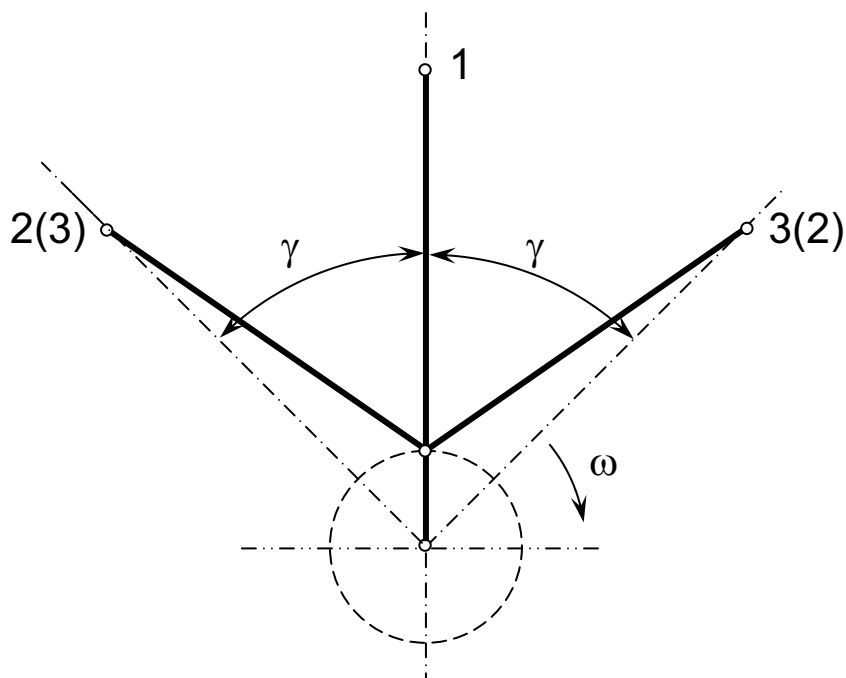


Рис. 13. Схема КШМ W-подібного двигуна

Нумерацію циліндрів на рис. 13 подано згідно із чергуванням спалахів у відсіці (у дужках позначено нумерацію циліндрів згідно з черговістю запалювання для двотактних двигунів).

Під час вибору схеми розташування кривошипів однорядних і дворядних V-подібних двигунів і черговості роботи їхніх циліндрів можна користуватися даними роботи [5] (див. табл. Г.1 та Г.2), в якій також наведено відомості про зрівноваженість двигунів із тими чи іншими схемами розташування кривошипів і черговостями роботи їхніх циліндрів.

### 4.3. Сили і моменти в однорядному двигуні

Коліно кожного циліндра багатциліндрового двигуна (рис. 14) навантажене силами  $Z$ ,  $T$ ,  $C$  і крутним моментом  $M$ , який має дві складові і називається набігаючим моментом. Одна з них  $M_{\omega i}$

утворюється тангенціальною силою  $T_i$ , яка діє в кривошипно-шатунному механізмі цього циліндра і залежить тільки від кута

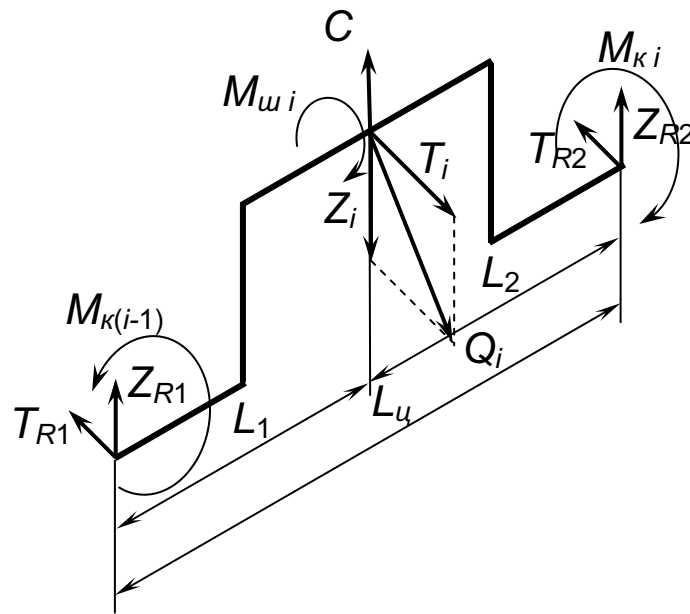


Рис. 14. Схема навантаження коліна колінчастого вала

обертання вала. Друга складова крутного моменту  $M_{(i-1)}$  виникає внаслідок дії попередніх циліндрів і залежить, окрім кута обертання вала, також від кількості циліндрів  $i$  та черговості їх роботи.

У переважній більшості поршневих двигунів під час їх роботи на розрахунковому номінальному режимі процеси в кожному з циліндрів однакові. Це означає, що для кожного циліндра у межах його робочого циклу значення сил  $N$ ,  $K$ ,  $T$  і  $Z$ , які визначено раніше (див. формули (22) – (25)), будуть такими ж, як і в інших циліндрах для однакових значень кутів обертання КВ  $\alpha$  відносно початку циклу в циліндрі. При однаковій конструкції колін КВ однаковими для всіх циліндрів будуть також значення відцентрової сили  $C$ .

Для визначення навантажень, які діють на колінчастий вал, приймають умову, згідно з якою кути його обертання  $\alpha$  відраховують з моменту, що відповідає положенню поршня 1-го циліндра у ВМТ і початку циклу в ньому. Оскільки початок циклу в різних циліндрах відбувається в різні моменти часу (при різних значеннях  $\alpha$ ) згідно з черговістю їх запалювання, процеси в них будуть зсунуті на фазовий кут  $\Delta\alpha_{0i}$  відносно 1-го циліндра.

За умови рівномірного чергування тактів у двигуні для довільного  $i$ -го циліндра згідно із кутами  $\Delta\alpha_{ci}$  поміж спалахами в циліндрах (39), (40) фазовий кут  $\Delta\alpha_{0i}$  відносно першого циліндра може бути визначений як

$$\Delta\alpha_{0j} = (j - 1) \Delta\alpha_u, \quad (41)$$

де  $j$  – номер циліндра за черговістю роботи.

Таким чином, коли коліно першого циліндра буде знаходитися в положенні  $\alpha$  від початку циклу в ньому, коліно  $i$ -го циліндра буде займати положення, яке відповідає куту  $\alpha_i$  від початку циклу в цьому циліндрі. Цей кут визначають за співвідношеннями:

– для чотиритактних двигунів

$$\alpha_i = \alpha + (720 - \Delta\alpha_{0i}); \quad (42)$$

– для двотактних двигунів

$$\alpha_i = \alpha + (360 - \Delta\alpha_{0i}). \quad (43)$$

Під час проведення розрахунку навантажень, що діють на колінчастий вал двигуна, визначенню підлягають сили  $Z$ ,  $T$ , їхня рівнодійна сила  $Q$  і крутні моменти  $M_w$  і  $M_k$ , які скручують шатунні та корінні шийки.

Як і раніше, ці навантаження зручно подавати у вигляді питомих навантажень. Щодо крутних моментів, маючи на увазі формулу (34), їх, як правило, подають у вигляді відповідних питомих тангенціальних сил  $t_w$  і  $t_k$ , які відповідають цим моментам.

Результати визначення навантажень, що діють на колінчастий вал двигуна, оформляють у вигляді табл. Б.3. Для складання такої таблиці треба користуватися даними табл. Б.1.

Значення питомої рівнодійної  $q$  сил  $Z$  і  $T$  (рис. 14) знаходять за формулою (36).

Набігаючі моменти  $t_{w1}$ ,  $t_{w2}$ ,  $t_{w3}$  і т. д., які скручують *шатунні шийки* першого, другого, третього та інших колін, як це можна побачити з рис. 14, визначають *алгебричним* складанням набігаючого моменту, який діє на попередню корінну шийку, з половиною моменту, що утворюється силою  $t_i$  на цій шатунній шийці:

$$t_{wi} = t_{k(i-1)} + 0,5 t_i. \quad (44)$$

Набігаючі моменти  $t_{k(1-2)}$ ,  $t_{k(2-3)}$ ,  $t_{k(3-4)}$  і т. д., які скручують *корінні шийки*, що розташовані поміж першим і другим, другим і третім, третім і четвертим і т. д. колінами, визначають як *алгебричну* суму набігаючого крутного моменту, який діє на попередню корінну шийку, та повного моменту, який утворюється на попередній шатунній шийці від сили  $t_i$ :

$$t_{ki} = t_{k(i-1)} + t_i. \quad (45)$$

Для шатунної шийки першого циліндра, розташованого з боку вільного кінця КВ, за умови, що на цьому кінці вала не розміщені механізми приводу агрегатів двигуна, набігаючий крутний момент становитиме  $t_{u1} = 0,5t_1$ , а для корінної шийки поміж першим і другим колінами –  $t_{k(1-2)} = t_1$ .

Остання корінна шийка колінчастого вала, яка розташована за останнім коліном і з'єднується із споживачем потужності через маховик або безпосередньо, сприймає сумарний крутний момент від усіх циліндрів двигуна. Цей момент і є індикаторним крутним моментом двигуна, який відповідає його індикаторній потужності. Тому в останньому стовпці табл. Б.3 розміщують значення цього моменту, які розраховують за формулою

$$M_d = t_{kN} \cdot R \cdot F_{\pi}, \quad (46)$$

де  $t_{kN}$  – тангенціальна сила, яка відповідає набігаючому крутному моменту на корінній шийці, розташованій за останнім коліном КВ.

Наведемо приклад складання табл. Б.3.

Нехай розраховується чотиритактний чотирициліндровий двигун із черговою роботою циліндрів 1–3–4–2. Схему колінчастого вала такого двигуна наведено на рис. 15.

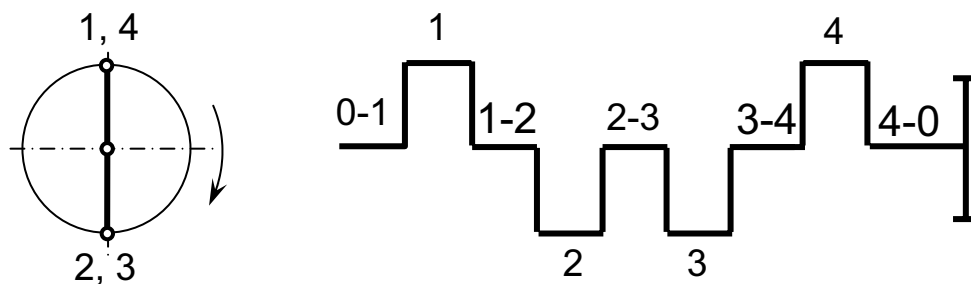


Рис. 15. Схема колінчастого вала чотиритактного чотирициліндрового двигуна

1. До першого стовпця заносять значення кутів  $\alpha$  обертання колінчастого вала, які відповідають кутам обертання коліна циліндра 1. Значення  $\alpha = 0^\circ$  відповідає положенню поршня циліндра 1 у ВМТ з початку циклу в циліндрі, тобто з початку процесу впускання.

2. До 2-го та 3-го стовпців із табл. Б.1 переносять значення сил  $Z$  і  $t$ .

3. За формулою (36) розраховують значення сили  $q$  для кожного  $\alpha$  і заносять їх до стовпця 4.

4. Значення моменту, який скручує шатунну шийку 1-го коліна (5-й стовпець) знаходять як  $t_{ш1} = 0,5t_1$ .

5. Набігаючий крутний момент на корінній шийці (1-2) (стовпець 6) становитиме  $t_{к(1-2)} = t_1$ .

6. Визначають сили  $Z$ ,  $t$  і  $q$  для колін 2, 3 та 4 (стовпці 7 – 9, 12 – 14, 17 – 19). Для цього за формулою (41) знаходять значення фазових кутів  $\Delta\alpha_{0j}$  зсуву початку роботи в циліндрах 2, 3, 4 відносно циліндра 1, а за формулою (42) – кути  $\alpha_j$  положення колін у кожному з цих циліндрів відносно початку циклу в них, які відповідають кутам  $\alpha$  обертання коліна циліндра 1.

Так, для чотирициліндрового чотиритактного двигуна кут поміж спалахами в його циліндрах

$$\Delta\alpha_u = \frac{720}{4} = 180^\circ.$$

Згідно з черговістю роботи циліндрів номер циліндра за черговістю запалювання буде:

- для циліндра 2 –  $j = 4$ ;
- для циліндра 3 –  $j = 2$ ;
- для циліндра 4 –  $j = 3$ .

За формулами (41) і (42) маємо:

- для циліндра 2 –  $\Delta\alpha_{02} = 540^\circ$ ,  $\alpha_2 = \alpha + 180^\circ$ ;
- для циліндра 3 –  $\Delta\alpha_{03} = 180^\circ$ ,  $\alpha_3 = \alpha + 540^\circ$ ;
- для циліндра 4 –  $\Delta\alpha_{04} = 360^\circ$ ,  $\alpha_4 = \alpha + 360^\circ$ .

Це означає, що, коли 1-ше коліно знаходиться в положенні  $\alpha = 0^\circ$ , 2-ге коліно займає положення  $\alpha_2 = 180^\circ$ , 3-тє коліно –  $\alpha_3 = 540^\circ$ , 4-те коліно –  $\alpha_4 = 360^\circ$  з початку циклу у відповідних циліндрах. Початок циклу в циліндрах 2, 3 та 4 відбудеться через  $\Delta\alpha_{02} = 540^\circ$ ,  $\Delta\alpha_{03} = 180^\circ$  та  $\Delta\alpha_{04} = 360^\circ$  відносно початку циклу у 1-му циліндрі.

Таким чином, до першого рядка табл. Б.3 ( $\alpha = 0^\circ$ ) для коліна 2 (стовпці 7 – 9) заносимо значення сил  $Z_{180}$ ,  $t_{180}$ ,  $q_{180}$ , які беремо зі стовпців 2 – 4 для  $\alpha = 180^\circ$ . Аналогічно для коліна 3 (стовпці 12 – 14) будемо мати  $Z_{540}$ ,  $t_{540}$ ,  $q_{540}$ , а для коліна 4 (стовпці 17 – 19) –  $Z_{360}$ ,  $t_{360}$ ,  $q_{360}$ .

Значення сил  $Z_0$ ,  $t_0$ ,  $q_0$  зі стовпців 2 – 4 першого рядка заносимо до рядків з  $\alpha = 540^\circ$  для коліна 2,  $\alpha = 180^\circ$  для коліна 3 та  $\alpha = 360^\circ$  для коліна 4.

7. Згідно з формулами (44) і (45) знаходять набігаючі крутні моменти для шатунних шийок колін 2, 3 та 4 і для корінних шийок

між ними:

- шатунна шийка коліна 2 –  $t_{ш2} = t_1 + 0,5t_2$ ;
- корінна шийка 2-3 –  $t_{к(2-3)} = t_{к(1-2)} + t_2 = t_1 + t_2$ ;
- шатунна шийка коліна 3 –  $t_{ш3} = t_{к(2-3)} + 0,5t_3$ ;
- корінна шийка 3-4 –  $t_{к(3-4)} = t_{к(2-3)} + t_3$ ;
- шатунна шийка коліна 4 –  $t_{ш4} = t_{к(3-4)} + 0,5t_4$ ;
- корінна шийка 4-0 –  $t_{к(4-0)} = t_{к(3-4)} + t_4$ .

8. Дійсне значення повного вихідного крутного моменту двигуна (стовпець 22) визначають як

$$M_d = t_{к(4-0)} \cdot R \cdot F_p.$$

Повний вихідний момент двигуна є періодичною функцією з періодом  $\Pi = \frac{180\tau}{i}$ , де  $\tau$  – кількість тактів двигуна, тобто для чотиритактного чотирициліндрового двигуна цей період буде становити  $180^\circ$  (рис. 16).

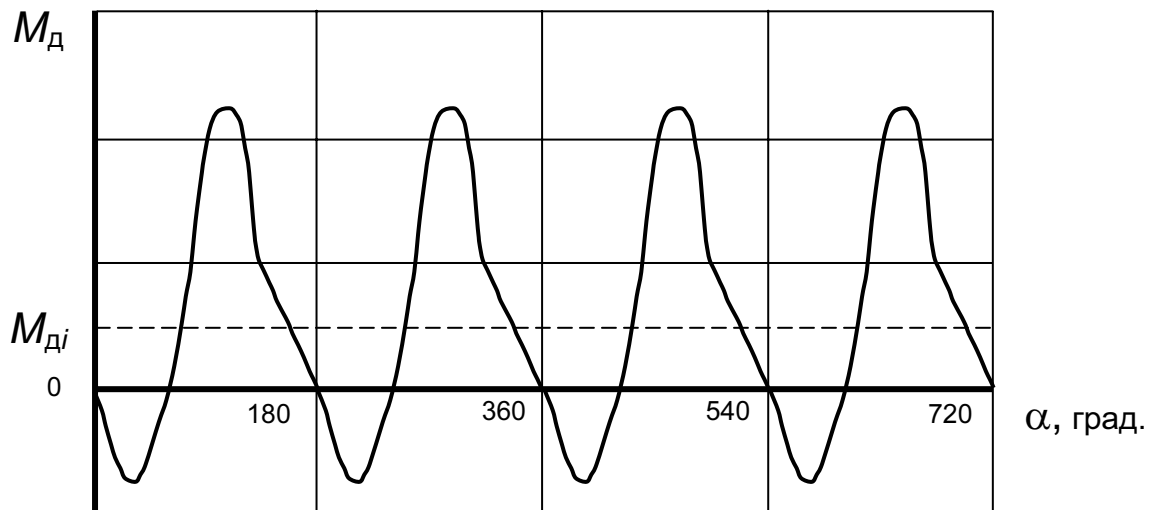


Рис. 16. Діаграма крутного моменту чотиритактного чотирициліндрового двигуна

Для перевірки точності виконаних динамічних розрахунків за побудованою діаграмою  $M_d(\alpha)$  визначають значення середнього

індикаторного крутного моменту двигуна  $M_{di} = \frac{1}{\Pi} \int_0^{\Pi} M_d d\alpha$ . Для цього

знаходять величину площі під діаграмою у межах періоду і ділять її на лінійну величину відрізка по осі абсцис, який відповідає періоду. Знайдена таким чином величина відрізка по осі ординат і буде у масштабі діаграми відповідати значенню середнього індикаторного моменту двигуна  $M_{di}$ . Цю операцію зручно робити на ЕОМ за

допомогою таких прикладних пакетів програм, як *Mathcad*, *MatLab* та ін.

Одержана таким чином величина моменту  $M_{di}$  не повинна відрізнятись більш як на  $\pm 3\%$  від величини, яка визначається індикаторною потужністю двигуна  $N_i$  та його кількістю обертів  $n$  за формулою

$$M_i = 9555 \frac{N_i}{n}. \quad (47)$$

Розмірність величин, що входять у цю формулу:  $M_i$  – Н·м;  $N_i$  – кВт;  $n$  – хв<sup>-1</sup>.

Результати табл. Б.3 використовують для подальшого розрахунку колінчастого вала на міцність. Для цього потрібно визначити найнебезпечніші навантаження, які діють на нього, тобто найбільші значення сил  $Z$ ,  $T$  і крутного моменту  $RT_k$ , який діє на корінну шийку. Найбільші значення цих навантажень, а також рівнодійної сили  $Q$  не збігаються між собою за кутом обертання КВ і на різних колінах мають різні комбінації. Тому для кожного коліна визначають найбільші значення кожного із цих навантажень і значення кута  $\alpha$ , який їм відповідає. Для цього складають таблицю у вигляді табл. Б.4. Далі таку таблицю аналізують і визначають 3–5 найнебезпечніших комбінацій навантажень. За цими комбінаціями проводять розрахунок КВ на міцність, який дозволяє визначити найнебезпечнішу комбінацію навантажень для найбільш напруженого коліна.

#### 4.4. Сили і моменти в багаторядних двигунах

У багаторядних одновальних двигунах на одне коліно колінчастого вала передають сили і крутні моменти всі циліндри, які розташовані в одній площині, перпендикулярній до осі шатунної шийки коліна, а отже, і осі КВ. Сукупність таких циліндрів називають *відсіком* двигуна.

Таким чином, при визначенні сил і моментів, які діють на колінчастий вал багаторядного двигуна, перш за все визначають сили і моменти, що діють на одне коліно вала у відсіку двигуна.

Усі багаторядні одновальні V-, W-, X-подібні та зіркоподібні двигуни переважно мають зчленовані шатуни. Виняток становлять V-подібні двигуни, в яких також часто використовуються центральні та зміщені шатуни.

Методику визначення результуючих сил і моментів, які діють на коліно у відсіку V-подібного двигуна зі зчленованими шатунами, розглянуто у підрозд. 3.3.



У відсіках W-, X- і зіркоподібних двигунів результуючі сил і моментів від усіх циліндрів відсіку знаходять так само, як і для V-подібних двигунів. Для цього за початок відліку кутів  $\alpha$  обертання коліна відсіку приймають його положення, яке відповідає початку циклу в циліндрі з головним шатуном. За формулою (31) або (32) розраховують значення кутів  $\alpha_{li}$  для кожного із циліндрів з причіпними шатунами, а за формулами (27), (29), (30) – значення сил  $n_{li}'$ ,  $Z_{li}$ ,  $t_{li}$ , які діють на коліно від цих циліндрів. Складають таблицю, аналогічну табл. Б.2, до якої заносять результати розрахунків сил від усіх циліндрів. Радіальну силу  $Z_{\Sigma K}$ , тангенціальну силу  $t_{\Sigma K}$ , а отже, і крутний момент, які діють на коліно відсіку, а також результуючу бокової сили  $n_{\Sigma}$ , що діє на стінки циліндра з головним шатуном, визначають як алгебричну суму відповідних сил від усіх циліндрів відсіку.

Після розрахунку сил  $Z$ ,  $T$  і крутного моменту, які діють у відсіку багаторядного двигуна, знаходять набігаючі крутні моменти  $M_{\omega}$  і  $M_K$ , що впливають на шатунні та корінні шийки кожного коліна колінчастого вала, а також вихідний крутний момент двигуна  $M_D$ . Ці моменти знаходять у такій послідовності:

1. Визначають черговість роботи циліндрів двигуна згідно з підрозд. 4.2 або вибраним прототипом (для однорядних і V-подібних двигунів можна користуватися даними Додатка Г).

2. За початок відліку кутів  $\alpha$  обертання КВ вибирають положення коліна першого з боку вільного кінця КВ відсіку, яке відповідає початку циклу в циліндрі з головним шатуном. Цей циліндр вважають першим за черговістю роботи усіх циліндрів двигуна.

3. Для розрахунку набігаючих крутних моментів складають таблицю, подібну до табл. Б.3. До перших стовпців цієї таблиці з табл. Б.2 заносять дані розрахунку результуючих сил і крутних моментів  $t_{\omega 1}$ ,  $t_{K(1-2)}$ , які діють на перше коліно КВ (у першому відсіку).

4. Уважають головним для розрахунку КВ ряд двигуна з циліндром, який прийнято за головний під час складання табл. Б.2. Згідно з вибраною черговістю роботи циліндрів визначають черговість роботи циліндрів у цьому ряду і кути поміж спалахами (моментами початку роботи) в них відносно першого циліндра:  $\Delta\alpha_{u(1-2)}$ ,  $\Delta\alpha_{u(1-3)}$ ,  $\Delta\alpha_{u(1-4)}$  і т. д.

5. Розраховують набігаючі крутні моменти для колін кожного з відсіків.

*Якщо черговість роботи циліндрів в усіх рядах двигуна однакова*, то початок роботи в циліндрах кожного відсіку буде відбуватися з однаковим зсувом за кутом обертання колінчастого вала. Тому рівень і закономірність зміни величин  $Z_{\Sigma}$  і  $t_{\Sigma}$ , визначених для першого відсіку (коліна), будуть справедливими й для інших відсіків, але із зсувом їхніх значень відносно першого відсіку на

відповідні кути  $\Delta\alpha_{u(1-2)}$ ,  $\Delta\alpha_{u(1-3)}$ ,  $\Delta\alpha_{u(1-4)}$  і т. д. Таким чином, для кожного відсіку до розрахункової таблиці заносять значення сил  $t_{\Sigma}$  із зсувом відносно першого відсіку на відповідні зазначені вище кути (значення сил  $Z_{\Sigma}$  не заносять, оскільки при розрахунках колінчастого вала головним є визначення крутних моментів). Аналогічно при розрахунку КВ однорядного двигуна (див. підрозд. 4.3 і табл. Б.3) для кожного відсіку знаходять набігаючі крутні моменти на шатунній шийці коліна цього відсіку  $t_{wi}$  та корінних шийках поміж відсіками  $t_{k [i-(i+1)]}$ .

Якщо черговість роботи в рядах двигуна неоднакова, для кожного з відсіків згідно із черговістю роботи циліндрів двигуна визначають кути початку роботи бокових циліндрів відносно головного і складають таблицю, подібну до табл. Б.2. При цьому всі головні циліндри відсіків, відносно яких складають такі таблиці, мають належати вибраному головному ряду двигуна. Далі визначають кути зсуву для кожного головного циліндра відсіків відносно циліндра першого відсіку і заносять до розрахункової таблиці відповідні значення сил  $t_{\Sigma}$  для цих відсіків, як це було розглянуто вище, а також розраховують набігаючі моменти на шатунні та корінні шийки.

6. Так само, як і для табл. Б.3, до останнього рядка розрахункової таблиці заносять результати розрахунків вихідного крутного моменту двигуна  $M_d$ .

## **5. ВЕКТОРНІ ДІАГРАМИ ТИСКУ НА ШАТУННІ ТА КОРІННІ ШИЙКИ І ПІДШИПНИКИ**

Як можна побачити з рис. 4 і 14, на шатунні та корінні шийки колінчастого вала, а отже, й на підшипники, з якими вони з'єднуються, впливають тангенціальна  $T$ , радіальна  $Z$  і відцентрова  $C_w$  (на шатунні шийки та підшипники) або  $C$  (на корінні шийки та підшипники) сили. Ці сили спричиняють тиск на робочі поверхні шийок та їхніх підшипників, визначення максимального та середнього значень якого потрібне для подальшого розрахунку шийок і підшипників на спрацьовування і підшипників на надійність роботи.

*Векторні діаграми тиску будують для шийок найбільш навантаженого коліна, яке визначають згідно з табл. Б.4.*

### **5.1. Векторні діаграми тиску на шатунну шийку та її підшипник**

**Векторну діаграму тиску на шатунну шийку** будують з метою:

– одержання векторної діаграми тиску на шатунний підшипник, з яким вона з'єднується;

- одержання розгорнутих за кутом  $\alpha$  обертання КВ діаграм тиску на шатунну шийку та підшипник для визначення максимального та середнього значень тиску;
- одержання діаграми спрацьовування шийки;
- визначення місць розташування отворів для підведення мастила із внутрішньої порожнини шийки до робочої поверхні підшипника.

Побудову діаграми виконують у такій послідовності.

На першому етапі зручно будувати діаграму без урахування відцентрової сили  $C_{ш}$  від маси шатуна. Для цього проводять координатні осі питомих сил  $t$  і  $z$  із центром  $O_1$  (рис. 17). Припускається, що ці координатні осі діаграми жорстко закріплені на шатунній шийці, а їхній центр  $O_1$  збігається з центром шатунної шийки. Згідно із рис. 4 вісь  $z$  напрямляють за радіусом кривошипа, а додатним є її напрям від осі шатунної шийки до осі КВ. Вісь  $t$  перпендикулярна до радіуса кривошипа, і додатним вважається її напрям, що збігається з напрямом дії тангенціальних сил, які спричиняють додатний крутний момент, тобто у бік обертання КВ.

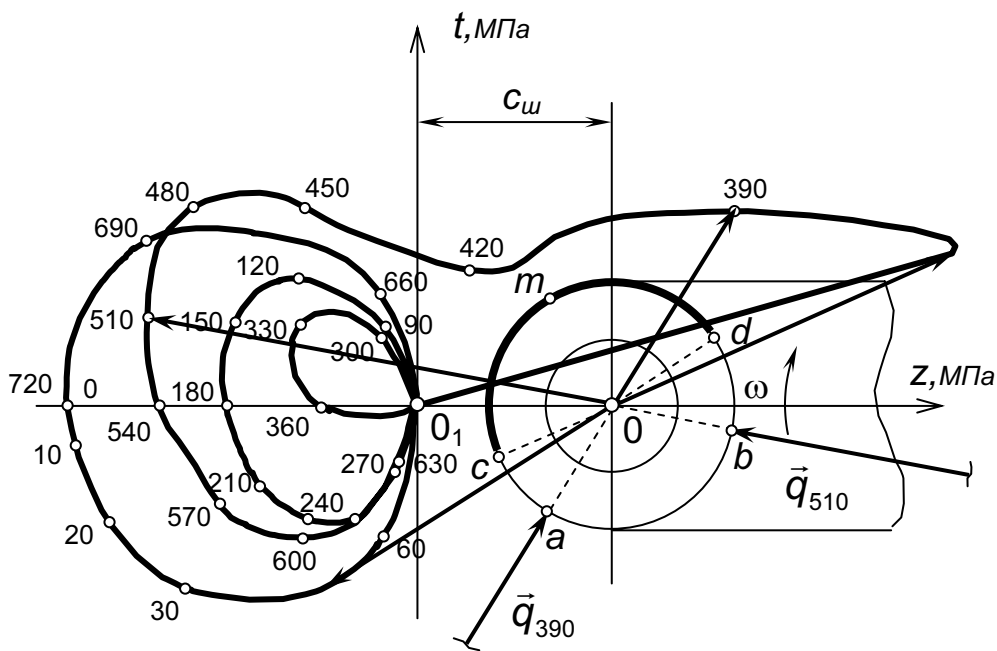


Рис. 17. Приклад векторної діаграми тиску на шатунну шийку чотиритактного двигуна

Для кожного положення КВ, починаючи з  $\alpha = 0^\circ$  і до кінця циклу, значення сил  $t$  і  $z$  беруть із табл. Б.2, або Б.3, або Б.4 (для багаторядних двигунів вибирають значення сумарних сил  $t_\Sigma$  і  $z_\Sigma$ , що діють на шатунну шийку від усіх циліндрів відсіку). Точки перетину перпендикулярів, проведених із відповідних значень  $t$  і  $z$ , позначають

відповідним значенням кута  $\alpha$  обертання КВ і з'єднують плавною кривою. Таким чином, кожна з точок одержаної кривої діаграми буде кінцем вектора з початком у центрі  $O_1$  шатунної шийки, який за величиною і напрямом є рівнодією сил  $t$  і  $Z$  для відповідного значення  $\alpha$ .

На другому етапі побудови діаграми враховують відцентрову силу  $C_{ш}$ . Ця сила, як і сила  $Z$ , спрямована вздовж кривошипа, але приймається від'ємною відносно сили  $Z$  (див. рис. 3). У зв'язку із цим для її врахування початок координат  $O_1$  діаграми переносять уздовж додатного напрямку осі  $Z$  на відстань питомого значення сили  $C_{ш}$  у точку  $O$ . Для того, щоб визначити точки прикладення сил до шийки, в цьому новому центрі  $O$  у довільному масштабі креслять поперечний перетин шатунної шийки і далі вздовж додатного напрямку осі  $Z$  – корінної. Тепер вектори, які з'єднують центр  $O$  шатунної шийки з точками на кривій діаграми, будуть відповідати за величиною і напрямом силам, що діють на шатунну шийку з урахуванням відцентрової сили від маси шатуна (або шатунів), яка обертається. Ці сили будуть прикладені до поверхні шатунної шийки у точках перетину кола шийки з продовженням відповідних їм векторів з боку їх початку. Так, на рис. 17 для значень  $\alpha = 390^\circ$  і  $\alpha = 510^\circ$  відповідні сили  $q_{390}$  і  $q_{510}$  будуть прикладені у точках  $a$  і  $b$ .

Побудована діаграма дозволяє наочно визначити найменш навантажену або зовсім ненавантажену частину поверхні шатунної шийки, на якій і виконують отвір для підведення мастила до підшипника. На рис. 17 ненавантаженою залишається поверхня з дугою  $cmd$ .

Після побудови векторної діаграми тиску на шатунну шийку будують векторну діаграму тиску на підшипник.

**Векторна діаграма тиску на шатунний підшипник** потрібна для такого:

- розрахунку підшипника на надійність дії в умовах масляного шару мінімально необхідної товщини;
- побудови діаграми спрацьовування підшипника;
- визначення зон розташування мастилоприймальної канавки на його робочій поверхні у разі необхідності подачі мастила через шатунний механізм до поршневого пальця і для охолодження поршня.

Під час побудови цієї діаграми враховують, що сили, які діють на шатунну шийку КВ, але спрямовані у протилежний бік. До того ж, коли кривошип або шатунна шийка повертається на кут  $\alpha$ , підшипник шатуна повертається відносно шийки на кут  $(\alpha + \beta)$  (рис. 18). Таким чином, для того, щоб розташувати вектор сумарної сили  $\vec{q}_\alpha$ , яка діє на підшипник і відповідає куту  $\alpha$  повороту КВ, відносно осей, жорстко

з'єднаних із підшипником, цей вектор на векторній діаграмі шатунної шийки треба повернути у напрямі, протилежному повороту шийки, на кут  $\beta$  і спрямувати його у протилежний бік.

Більш зручним і швидким способом побудови векторної діаграми тиску на підшипник є використання прозорого паперу. Цей спосіб побудови діаграми виконують в такій послідовності:

1. На прозорому папері зображують вісь шатуна і позначають на ній центри його кривошипної та поршневої головок (рис. 19).

2. З центра кривошипної головки проводять вісь, яка перпендикулярна до осі шатуна, і допоміжне коло довільного радіуса. Точку перетину кола з віссю шатуна позначають як  $\alpha = 0^\circ$  і  $\alpha = 720^\circ$  (або  $\alpha = 360^\circ$  для двотактних двигунів). Позначають також координатні осі  $t$  і  $z$  для шатунного підшипника, додатні напрями яких вибирають за зазначеними вище загальними правилами.

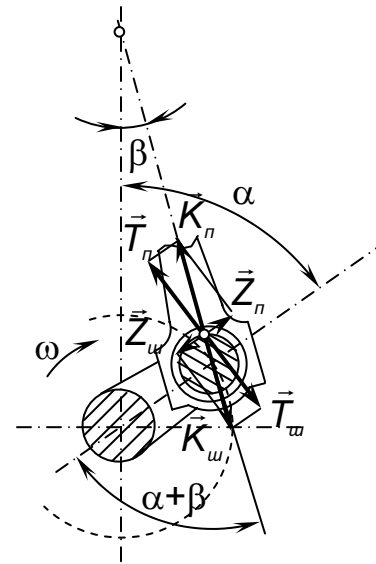


Рис. 18. Схема сил, що діють на шатунну шийку та її підшипник

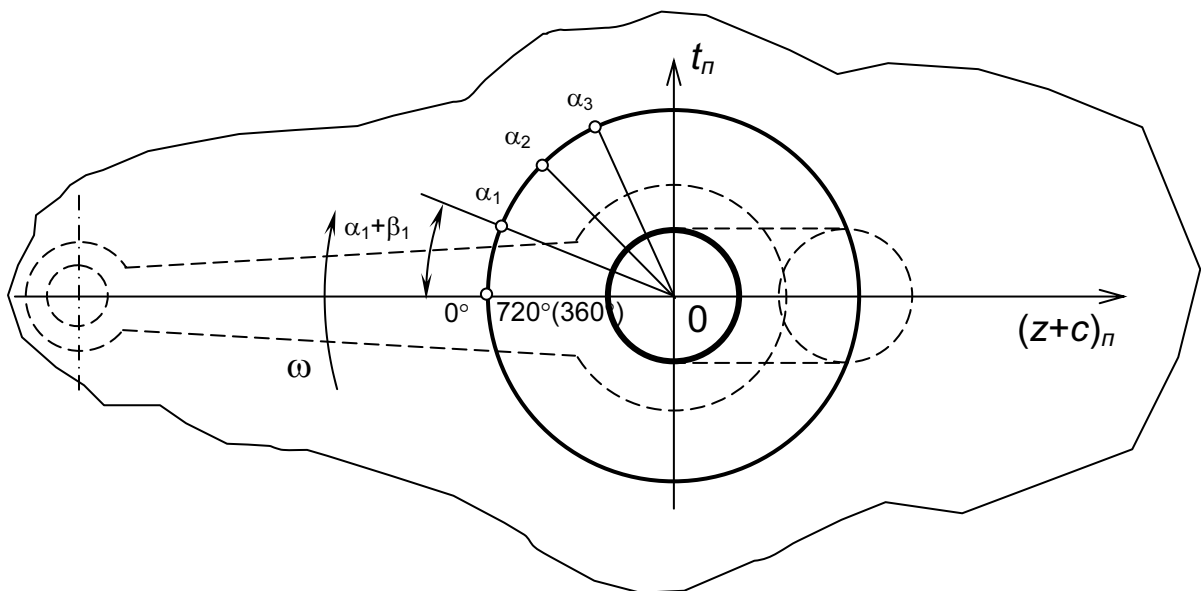


Рис. 19. Побудова допоміжної шкали кутів  $(\alpha+\beta)$  на прозорому папері для одержання векторної діаграми тиску на шатунний підшипник

3. Згідно із кутами  $\alpha_j$ , вибраними для табл. Б.2 або Б.3 і векторної діаграми шатунної шийки, за формулою (26) розраховують

відповідні кути  $\beta_i$  і на допоміжному колі у напрямі обертання кривошипа від точки  $0^\circ$  відкладають кути  $(\alpha_i + \beta_i)$ .

4. Точки перетину променів, проведених під кутами  $(\alpha_i + \beta_i)$ , з допоміжним колом позначають як кути  $\alpha_i$ , тобто одержують нерівномірну шкалу з усіма кутами  $\alpha_i$ , які приймалися на початку для динамічного розрахунку.

5. Прозорий папір накладають на векторну діаграму шатунної шийки таким чином, щоб центри координатних осей шатунної шийки і підшипника збіглися, вісь шатуна у напрямі від кривошипної головки до поршневої збіглась з додатним напрямом координатної осі  $Z$  діаграми шатунної шийки, а координатні осі  $t$  та  $(z+c)$  шатуна і підшипника були спрямовані у протилежні боки (рис. 20).

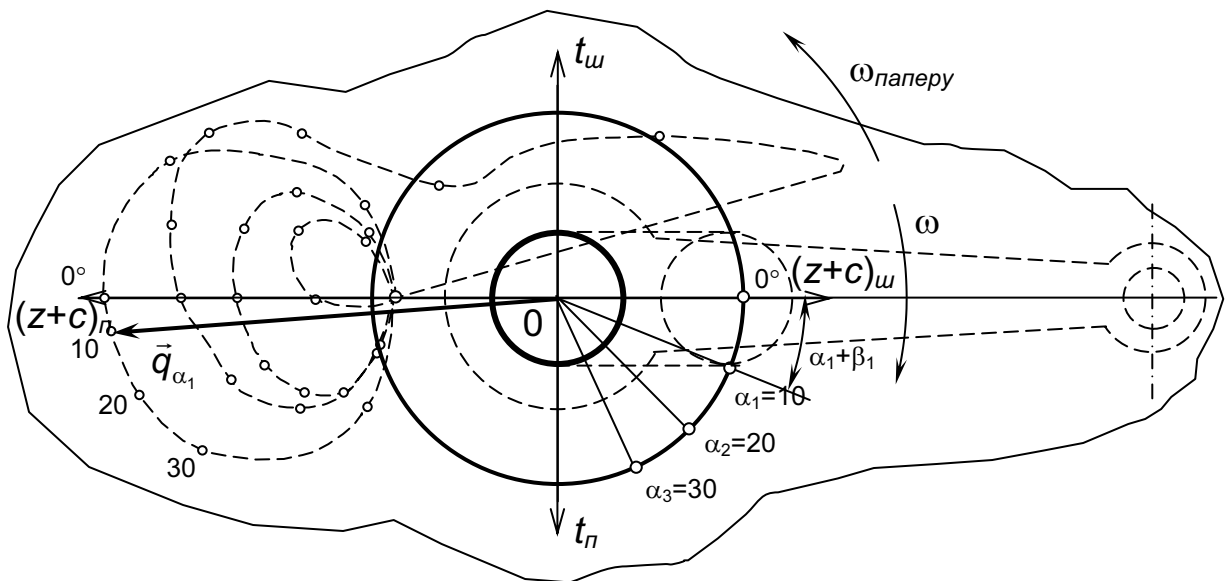


Рис. 20. Побудова векторної діаграми тиску на шатунний підшипник

6. На прозорому папері (в положенні, коли  $0^\circ$  шкали збігається з додатним напрямом осі  $Z+c$  шийки) позначають точку кінця вектора  $\vec{q}_0$  діаграми шатуна, який відповідає початковому положенню кривошипа  $\alpha = 0^\circ$ .

7. Прозорий папір обертають навколо центра  $O$  координат у напрямі, протилежному обертанню кривошипа, до збігу першої поділки шкали, тобто  $\alpha_1$ , з віссю  $(z+c)$  шийки, позначають на ньому точку  $\alpha_1$  кінця вектора  $\vec{q}_{\alpha_1}$  діаграми шатунної шийки, наприклад  $\alpha_1 = 10^\circ$ . Так само будують усі останні точки діаграми шатунного підшипника, поступово обертаючи папір на  $720^\circ$  (або на  $360^\circ$  для двотактних двигунів).

Одержані таким чином діаграми фактично є векторними діаграмами сил, а не тиску. Для переходу до відповідних значень

умовного тиску  $p_{ш}$  питомі сил  $t$  і  $z$  потрібно помножити на площину поршня  $0,785\pi D^2$  і поділити на площину умовної опорної поверхні шийки  $S_{рш} = d_{ш.ш} B_{ш.р}$ , де  $d_{ш.ш}$  і  $B_{ш.р}$  – відповідно діаметр шийки і довжина робочої поверхні шатунного підшипника (шатунної шийки).

На основі векторних діаграм шийки або підшипника будують розгорнуту діаграму умовного тиску. Для цього вздовж осі абсцис відкладають кути  $\alpha$  обертання КВ, а вздовж додатного напрямку осі ординат – величину відповідних векторів сил  $q$  (не враховуючи їхніх знаків) або тиску  $p_{ш}$ .

За розгорнутою діаграмою визначають максимальне  $p_{ш.max}$  і середнє  $\bar{p}_{ш}$  значення тиску на шийку (підшипник) для розрахунку шатунної шийки і підшипника на спрацьовування. Середнє значення тиску знаходять як середнє арифметичне значень тиску за цикл роботи двигуна.

## 5.2. Векторні діаграми тиску на корінну шийку та її підшипник

Призначення цих діаграм таке ж, як і діаграм тиску на шатунну шийку та її підшипник.

**Діаграма тиску на корінну шийку** являє собою орієнтовану відносно колінчастого вала плавну замкнену криву, яку описує своїм кінцем результуючий радіус-вектор навантажень на корінну шийку за повний цикл роботи двигуна. При цьому кінець вектора знаходиться у полюсі діаграми, який збігається з центром поперечного перерізу шийки.

Корінна шийка, що розташована між  $i$ -м та  $(i+1)$ -м колінами КВ, навантажена реакціями від обох колін вала. Для визначення цих сил реакцій припускають, що КВ розрізаний перпендикулярними до його осі площинами по середині опор. У цьому разі кожне коліно має вигляд балки на двох опорах (рис. 21), а величини сил реакцій знаходять за умов його рівноваги.

Ураховуючи, що на кожне коліно КВ (на його шатунну шийку) діють сили  $Z$ ,  $T$  і  $C$ , величини сил реакцій, які діють на попередню і наступну корінні шийки  $i$ -го коліна, знаходять за такими формулами (див. рис. 21):

– попередня шийка

$$Z'_i = Z_i \frac{l''_i}{l_i}, \quad T'_i = T_i \frac{l''_i}{l_i}, \quad C'_i = C_i \frac{l''_i}{l_i}; \quad (48)$$

– наступна шийка

$$Z_i'' = Z_i \frac{l_i''}{l_i}, \quad T_i'' = T_i \frac{l_i''}{l_i}, \quad C_i'' = C_i \frac{l_i''}{l_i}. \quad (49)$$

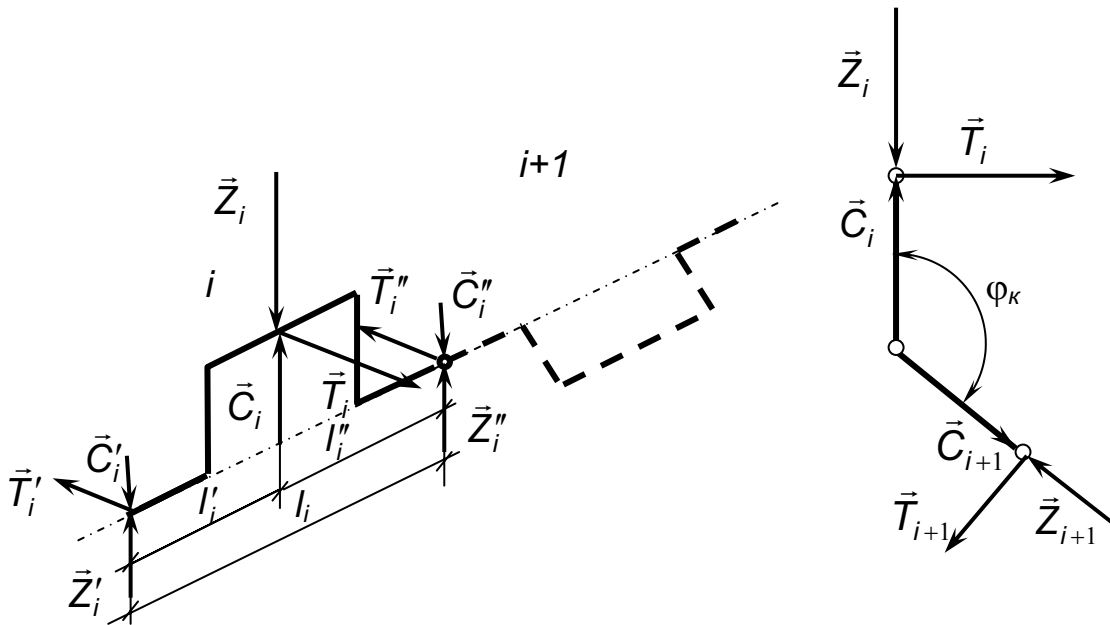


Рис. 21. Схема навантаження корінної шийки

За аналогічними формулами розраховують сили реакції щодо попередньої та наступної корінних шийок  $(i+1)$ -го коліна.

Для спрощення розрахунків приймають, що сили реакції мають такі ж знаки, як і сили, що їх спричиняють (у подальшій побудові діаграми ці припущення враховують).

Оскільки у загальному випадку сусідні коліна КВ розташовані під кутом  $\varphi_k$ , для визначення результуючих сил реакції, які діють на корінну шийку, розташовану між цими колінами, відповідні сили реакції  $\vec{Z}_i''$  і  $\vec{Z}'_{i+1}$ ,  $\vec{T}_i''$  і  $\vec{T}'_{i+1}$ ,  $\vec{C}_i$  і  $\vec{C}'_{i+1}$  геометрично складають (рис. 22). Для цього із центра корінної шийки

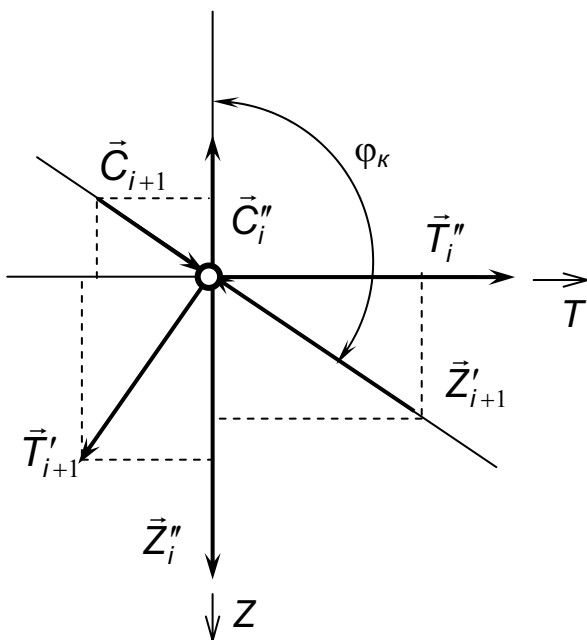


Рис. 22. Схема щодо визначення сум проєкцій реакцій, які діють на корінну шийку, на осі  $Z$  і  $T$

проводять координатні осі  $Z$  і  $T$  таким чином, щоб координатна вісь  $Z$



збіглася з віссю  $Z$   $i$ -го коліна. За додатні приймають напрями осі  $Z$  униз та осі  $T$  праворуч, тобто припускають, що  $i$ -те коліно знаходиться у положенні ВМТ і обертається за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку його попередньої корінної шийки.

Таким чином, згідно зі схемою, зображеною на рис. 22, одержують формули для визначення сум проєкцій на координатні осі  $Z$  і  $T$  зазначених вище сил реакцій, які діють на корінну шийку  $i/(i+1)$ . Ці сили, як і у попередніх розрахунках, зручно подавати у вигляді питомих сил, віднесених до одиниці площини поршня, а їх проєкції на осі  $Z$  і  $t$  для зручності побудови діаграми подають у вигляді проєкцій, що змінюються за кутом обертання КВ, і проєкцій сталої величини:

$$\begin{aligned} z_{i/(i+1)} &= z_i'' - z'_{(i+1)} \cos(180^\circ - \varphi_K) + t'_{(i+1)} \cos(\varphi_K - 90^\circ), \\ z_{Ci/(i+1)} &= -c_i'' + c'_{(i+1)} \cos(180^\circ - \varphi_K), \\ t_{i/(i+1)} &= t_i'' - t'_{(i+1)} \cos(180^\circ - \varphi_K) - z'_{(i+1)} \cos(\varphi_K - 90^\circ), \\ t_{Ci/(i+1)} &= c'_{(i+1)} \cos(\varphi_K - 90^\circ), \end{aligned}$$

або після перетворення

$$z_{i/(i+1)} = z_i'' + z'_{(i+1)} \cos \varphi_K + t'_{(i+1)} \sin \varphi_K, \quad (50)$$

$$z_{Ci/(i+1)} = -(c_i'' + c'_{(i+1)} \cos \varphi_K), \quad (51)$$

$$t_{i/(i+1)} = t_i'' + t'_{(i+1)} \cos \varphi_K - z'_{(i+1)} \sin \varphi_K, \quad (52)$$

$$t_{Ci/(i+1)} = c'_{(i+1)} \sin \varphi_K. \quad (53)$$

Оскільки значення величин  $z_{i/(i+1)}$  і  $t_{i/(i+1)}$  змінюються за кутом обертання колінчастого вала, їх розрахунки зручно виконувати у вигляді табл. 2, яку складають за кутом  $\alpha$  повороту коліна *першого циліндра*. Для цього з табл. Б.3 виписують значення кутів  $\alpha_i$  і  $\alpha_{(i+1)}$ , а також сил  $z_i$ ,  $t_i$  і  $z_{(i+1)}$ ,  $t_{(i+1)}$  для  $i$ -го та  $(i+1)$ -го циліндрів, які відповідають кутам  $\alpha$  обертання КВ або коліна першого циліндра, а потім за формулами (50) – (53) знаходять значення сил, які діють на корінну шийку, розташовану між цими циліндрами.

Векторну діаграму тиску на корінну шийку будують таким же чином, як і діаграму шатунної шийки (рис. 23). Для цього у довільному масштабі креслять поперечний переріз  $i$ -го коліна і з центра  $O_1$  його корінної шийки проводять координатні осі  $z_1$  і  $t_1$  так, щоб вісь  $z$  збіглася з віссю коліна. Додатним напрямом осі  $Z$  уважають її напрям від шатунної шийки до корінної, а осі  $t$  – у бік обертання КВ.

Таблиця 2

Результати розрахунку сил, що діють на корінну шийку

| $\alpha$ , град. | $\alpha_i$ , град. | $Z_i$ , МПа | $t_i$ , МПа | $\alpha_{(i+1)}$ , град. | $Z_{(i+1)}$ , МПа | $t_{(i+1)}$ , МПа | $Z''_i$ , МПа | $t''_i$ , МПа | $Z'_{(i+1)}$ , МПа | $t'_{(i+1)}$ , МПа | $Z_{i/(i+1)}$ , МПа | $t_{i/(i+1)}$ , МПа |
|------------------|--------------------|-------------|-------------|--------------------------|-------------------|-------------------|---------------|---------------|--------------------|--------------------|---------------------|---------------------|
| 1                | 2                  | 3           | 4           | 5                        | 6                 | 7                 | 8             | 9             | 10                 | 11                 | 12                  | 13                  |
| 0                | ...                |             |             |                          |                   |                   |               |               |                    |                    |                     |                     |
| 10               | ...                |             |             |                          |                   |                   |               |               |                    |                    |                     |                     |
| ...              | ...                |             |             |                          |                   |                   |               |               |                    |                    |                     |                     |
| $\alpha_{0i}$    | 0                  |             |             |                          |                   |                   |               |               |                    |                    |                     |                     |
| ...              | ...                |             |             |                          |                   |                   |               |               |                    |                    |                     |                     |

Користуючись даними стовпців 12 і 13 табл. 2, позначають точки діаграми, які відповідають кінцям результуючих векторів від сил  $Z_{i/(i+1)}$  і  $t_{i/(i+1)}$  для кожного кута  $\alpha$  повороту КВ, значеннями цих кутів.

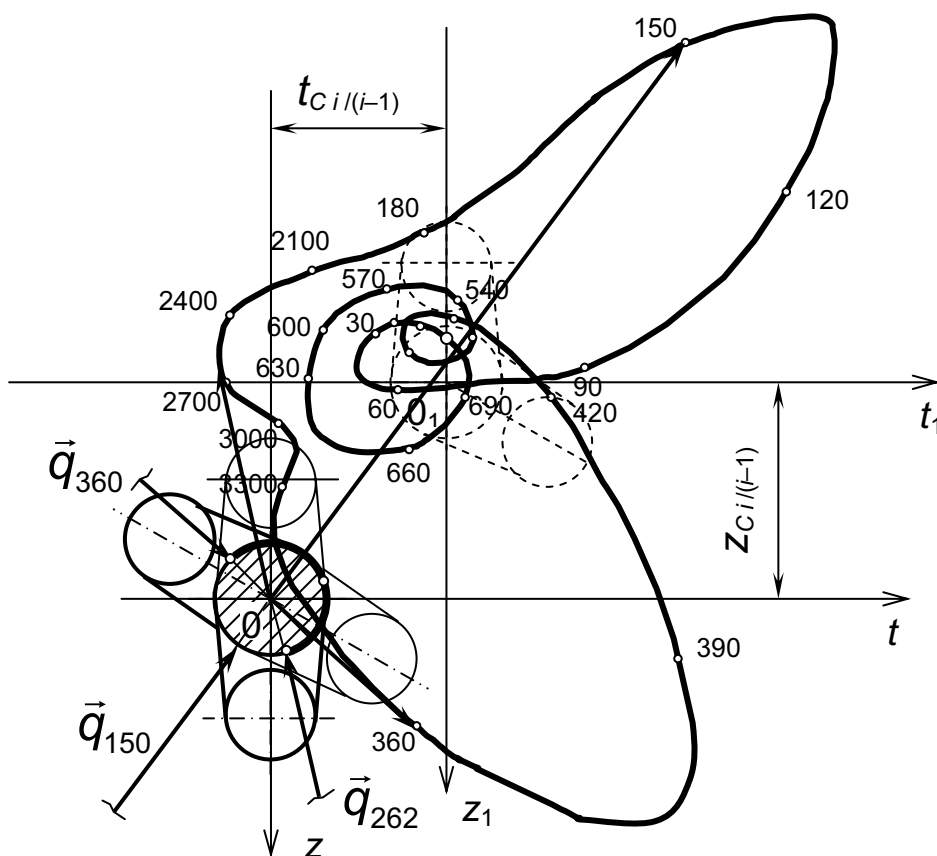


Рис. 23. Побудова векторної діаграми тиску на корінну шийку чотиритактного двигуна

Для врахування постійно діючих відцентрових сил центр координат  $O_1$  із зображенням коліна переносять у точку  $O$  з

координатами  $[-Z_{C i/(i-1)}; -t_{C i/(i-1)}]$ .

Остаточне правильне розташування корінної шийки відносно кривої діаграми одержують урахуваючи те, що напрям дії сил реакцій приймався таким же, як і сил, що їх спричиняють. Для цього зображення шийки з колінами повертають відносно центра координат  $O$  на  $180^\circ$ .

Так само, як і для шатунної шийки, за одержаною діаграмою тиску на корінну шийку визначають найменш навантажену частину її поверхні, де і проектують отвір для підведення мастила з внутрішньої її порожнини або каналу до підшипника.

**Векторна діаграма тиску на корінний підшипник** орієнтована відносно корпусу двигуна, і будують її подібно до векторної діаграми тиску на шатунний підшипник у такій послідовності:

1. На аркуші прозорого паперу зображують контур корінного підшипника і з його центра проводять координатні осі  $Z$  і  $t$  і коло шкали кутів  $\alpha$  довільного радіуса (рис. 24). Додатний напрям осі  $t$  відносно додатного напрямку осі  $Z$  має бути спрямованим у бік вибраного напрямку обертання КВ.

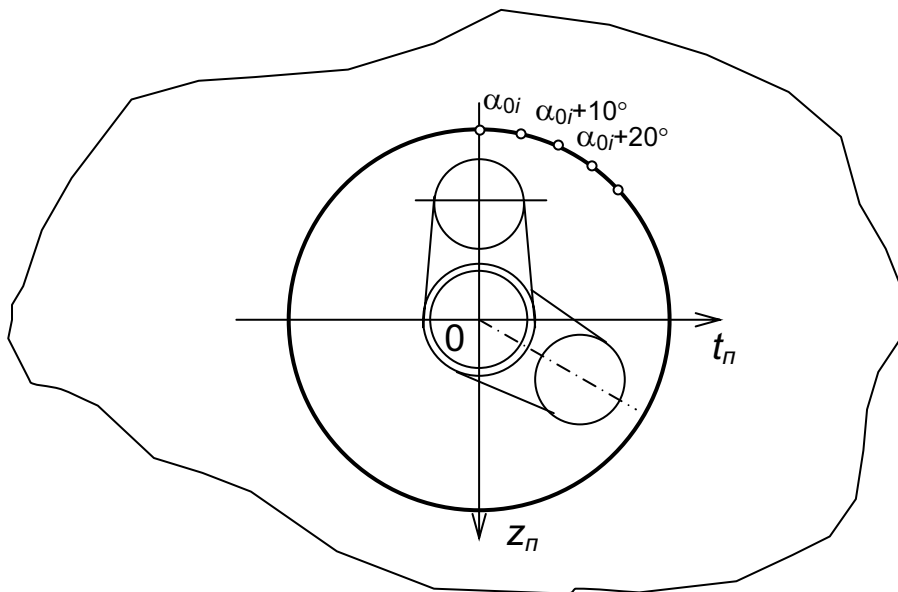


Рис. 24. Побудова допоміжної шкали кутів на прозорому папері для одержання векторної діаграми тиску на корінний підшипник

2. На осі  $Z$  протилежно її додатному напрямку позначають центр шатунної шийки  $i$ -го коліна і вважають, що вона знаходиться у нульовому положенні від початку циклу в циліндрі цього коліна.

3. Точку перетину кола шкали з віссю  $Z$  з боку шатунної шийки позначають кутом повороту *колінчастого вала*  $\alpha_{0i}$ , при якому  $i$ -те коліно знаходиться в нульовому положенні від початку циклу в

його циліндрі, тобто коли  $\alpha_j = 0^\circ$  (див. табл. 2).

4. Коло шкали у напрямі обертання КВ поділяють на однакові частини, які за величиною відповідають прийнятому для динамічного розрахунку куту  $\Delta\alpha$  між двома послідовними положеннями вала. Одержані точки шкали позначають відповідними кутами обертання КВ у межах повного циклу.

5. Прозорий папір накладають на векторну діаграму корінної шийки таким чином, щоб центр підшипника збігся з початком координат  $O$  векторної діаграми, осі  $Z$  підшипника і корінної шийки також збіглися, а центри шатунних шийок  $i$ -го коліна на прозорому папері та на векторній діаграмі розташувалися на осі  $Z$  по різні боки від центра координат  $O$  (рис. 25).

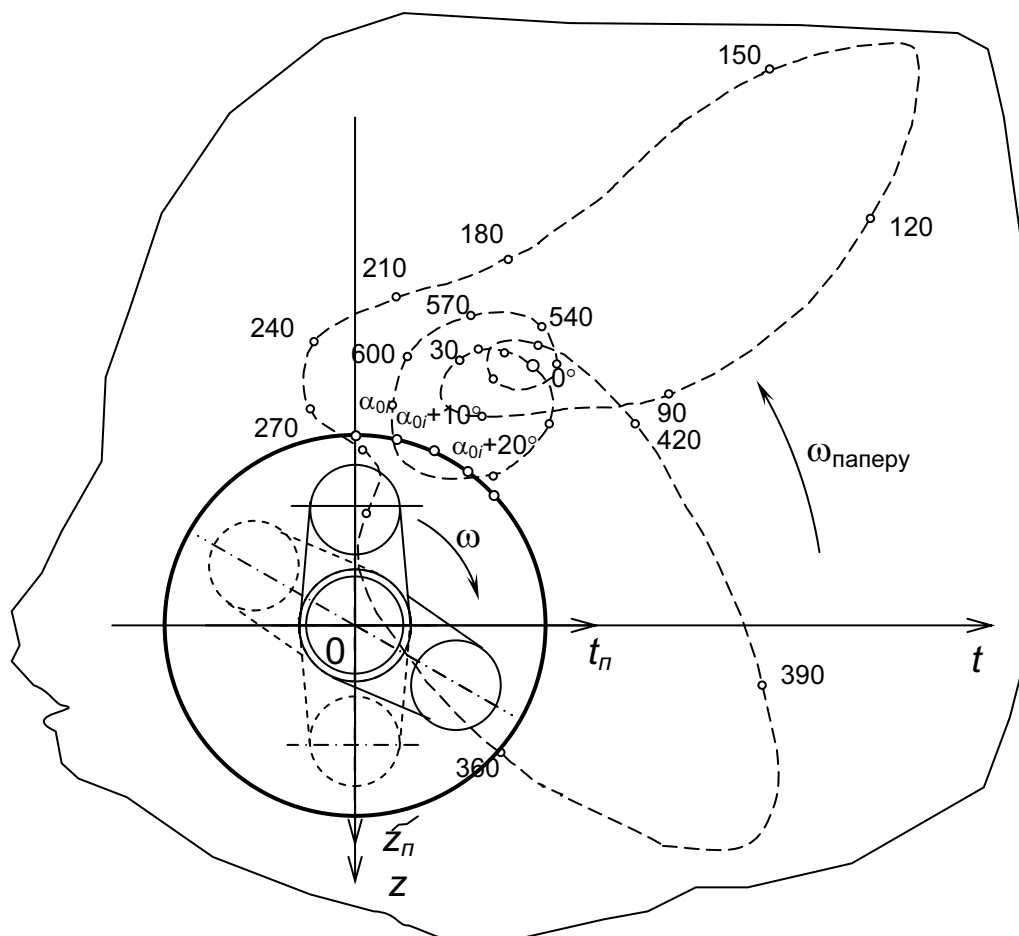


Рис. 25. Побудова векторної діаграми тиску на корінний підшипник

6. У такому положенні прозорого паперу, коли точка  $\alpha_{0j}$  шкали збігається з віссю  $Z$ , на ньому позначають точку *векторної діаграми корінної шийки*, яка відповідає цьому куту  $\alpha_{0j}$ .

7. Прозорий папір повертають відносно центра координат у напрямі, протилежному обертанню КВ, поки з віссю  $Z$  векторної

діаграми не збіжаться наступна точка шкали, наприклад  $(\alpha_{0l}+10)$ , і позначають на ньому точку векторної діаграми шийки, яка відповідає цьому куту, і т. д.

Для визначення максимального та середнього значень тиску на корінну шийку і її підшипник на підставі одержаних векторних діаграм (так само, як і для шатунної шийки і її підшипника) будують розгорнуту за кутом обертання КВ діаграму тиску.

## 6. АНАЛІЗ ЗРІВНОВАЖЕНОСТІ ДВИГУНА

Метою проведення аналізу зрівноваженості поршневого двигуна є визначення величини і напрямку незрівноважених сил інерції та подовжніх моментів від цих сил, що діють у ньому на сталому режимі роботи, і розробка способів їх зрівноваження найпростішими конструктивними рішеннями.

Двигун вважають зрівноваженим, якщо на сталому режимі роботи на його опори діють сталі за величиною і напрямком сили та моменти.

Проте повне зрівноваження поршневого двигуна неможливе, оскільки у зв'язку із циклічністю роботи його циліндрів періодично змінюється вихідний крутний момент двигуна і однаковий з ним, але протилежно спрямований реактивний момент споживача потужності. Це спричиняє вібрації двигуна в площині, перпендикулярній до осі колінчастого вала. Тому аналіз зрівноваженості та зрівноваження поршневого двигуна розглядають тільки з урахуванням дії на двигун сил інерції мас, що зворотно-поступально рухаються (ПРМ), і незрівноважених мас, що обертаються (НМО), а також подовжніх моментів від цих сил, які діють у площинах, що проходять крізь вісь колінчастого вала.

Аналіз зрівноваженості проводять за таких умов:

1. Усі циліндри двигуна, який розглядається, мають однакові центральні кривошипно-шатунні механізми, осі циліндрів перетинають вісь КВ, а радіуси кривошипів  $R$  і довжина шатунів  $L$  однакові для всіх циліндрів.

2. Осі циліндрів кожного з відсіків багаторядних двигунів (незалежно від типу шатунів) знаходяться в одній площині, перпендикулярній до осі КВ і розташованій на однакових відстанях від центрів сусідніх корінних підшипників.

3. Відстані між осями сусідніх циліндрів у ряду або між центрами сусідніх корінних підшипників колінчастого вала однакові.

4. Маси  $m_s$ , що поступально рухаються, всіх циліндрів однакові за величиною і умовно скупчені в точках перетину осей поршневих пальців та осей відповідних циліндрів.

5. Незрівноважені маси  $m_R$ , що обертаються (без урахування маси противаг), умовно скупчені в центрах відповідних шатунних шийок колінчастого вала та дорівнюють одна одній.

6. Нумерацію циліндрів ряду та відповідних кривошипів КВ починають з вільного кінця КВ.

7. Колінчастий вал двигуна обертається в напрямку годинникової стрілки, якщо дивитися з боку вільного кінця вала, зі сталою кутовою швидкістю  $\omega$ .

8. Вплив зазорів у рухомих з'єднаннях елементів КШМ (так само, як і деформацій деталей КШМ і корпусу двигуна) не враховується.

*Під час проведення аналізу зрівноваженості зручно вважати додатним напрям сил інерції ПРМ від колінчастого вала до циліндрової головки.*

Умовами повної динамічної зрівноваженості двигуна за силами інерції та подовжніми моментами від них вважають умови рівності нулю результуючих цих сил і моментів, що діють у площинах, які проходять крізь вісь колінчастого вала, а саме:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^{i=i_p} \vec{C}_i = 0, & \sum_{i=1}^{i=i_p} \vec{M}_{Ci} = 0; \\ \sum_{i=1}^{i=i_p} \vec{P}_{Ii} = 0, & \sum_{i=1}^{i=i_p} \vec{M}_{Ii} = 0; \\ \sum_{i=1}^{i=i_p} \vec{P}_{IIi} = 0, & \sum_{i=1}^{i=i_p} \vec{M}_{IIi} = 0. \end{cases} \quad (54)$$

Найбільш спрощений загальний метод проведення аналізу зрівноваженості багаторядного поршневого двигуна полягає у використанні методів подовжнього та поперечного розчленувань двигуна.

Спочатку конструктивну схему двигуна умовно розчленовують на окремі однакові однорядні одновальні двигуни (згідно з кількістю рядів двигуна) і вивчають динамічні властивості одного з таких однорядних двигунів. Цей метод називають *методом подовжнього розчленування двигуна*.

Якщо проведений методом подовжнього розчленування аналіз свідчить про те, що однорядний двигун є самозрівноваженим за деякими силами і подовжніми моментами, вважають, що й багаторядний двигун, який є сукупністю декількох однорядних двигунів дослідженого типу, також буде самозрівноваженим за цими силами і моментами.

У разі, коли аналіз динамічної зрівноваженості багаторядного двигуна методом подовжнього розчленування свідчить про наявність у

кожному з окремих однорядних двигунів незрівноважених сил інерції або подовжніх моментів від них, продовжують дослідження багаторядного двигуна *тільки за виявленими незрівноваженими силами та моментами*. Для цього використовують *метод поперечного розчленування* двигуна, а саме:

- умовно поділяють багаторядну схему на окремі відсіки, які включають циліндри різних рядів, з'єднані з однією шатунною шийкою КВ;
- проводять динамічний аналіз кожного з відсіків тільки за тими силами і моментами, які були визначені як незрівноважені під час проведення аналізу методом подовжнього розчленування, тобто знаходять величини і напрям дії результуючих цих сил і моментів у відсіку;
- на підставі одержаних результатів аналізу у відсіках визначають незрівноважені сили і моменти, які діють у багаторядному двигуні, уявляючи його як сукупність досліджених відсіків.

Визначення величин і напрямку дії результуючих сил інерції та моментів від них можна проводити аналітичним шляхом, але це ускладнює дослідження динамічної зрівноваженості двигуна, позбавляє наочності результатів дослідження і утруднює знаходження простих способів зрівноваження незрівноважених сил і моментів. Тому більш доцільним для проведення аналізу зрівноваженості поршневих двигунів вважають використання *векторного методу*, який ґрунтується на складанні *динамічно еквівалентних моделей* двигуна за силами інерції.

### **6.1. Динамічно еквівалентні моделі одного ряду одновальних двигунів**

На **першому етапі** аналізу однорядного або багаторядного одновального двигуна згідно з *методом подовжнього розчленування* складають ***динамічно еквівалентну модель одного ряду двигуна за відцентровими силами НМО***.

Для цього зображують плоску або просторову схему розташування кривошипів колінчастого вала таким чином, щоб перше від вільного кінця вала коліно відповідало положенню поршня відповідного циліндра у ВМТ. Через центр кожної із шатунних шийок кривошипів у напрямку їхніх радіусів проводять радіуси-вектори  $\vec{C}_i$  відцентрових сил від незрівноважених мас, що обертаються. Початок радіусів-векторів  $\vec{C}_i$  умовно розташовують на осі КВ. Довжина радіусів-векторів  $\vec{C}_i$  у вибраному масштабі відповідає величині їхніх модулів згідно з формулою (35).

Таким чином, одержують систему радіусів-векторів  $\vec{C}_i$  однакової величини, які не змінюють свого взаємного розташування і обертаються у паралельних площинах з кутовою швидкістю  $\omega$ .

За правилами складання векторів визначають величину модуля та напрям дії радіуса-вектора результуючої  $\sum_{i=1}^{i=i_p} \vec{C}_i$  відцентрових сил у площині, перпендикулярній до осі КВ, і вздовж вала і подовжнього моменту  $\sum_{i=1}^{i=i_p} \vec{M}_{Ci}$  від цієї сили.

На рис. 26 наведено приклад побудови такої динамічної моделі для шестициліндрового двотактного однорядного двигуна.

Згідно із схемою розташування кривошипів КВ такого двигуна однакові радіуси-вектори  $\vec{C}_i$  кожного з кривошипів повернуті один відносно одного на кути  $\varphi_k = 60^\circ$ , тому складання таких векторів дає результуючу, яка дорівнює нулю:

$$\sum_{i=1}^{i=6} \vec{C}_i = 0.$$

Величину та напрям дії подовжнього моменту  $\sum_{i=1}^{i=6} \vec{M}_{Ci}$  від відцентрових сил визначають, знаходячи величини та напрям дії радіусів-векторів моментів, що утворюються силами, розташованими в одній площині, відносно центра мас (ц. м.) колінчастого вала.

Так, величини моментів, які утворюються парами сил  $\vec{C}_1 - \vec{C}_6$ ,  $\vec{C}_2 - \vec{C}_5$  і  $\vec{C}_3 - \vec{C}_4$ , становлять

$$M_{C(1-6)} = 5Cl_0, \quad M_{C(2-5)} = 3Cl_0, \quad M_{C(3-4)} = Cl_0.$$

Ураховуючи, що вектори цих моментів лежать у площинах, перпендикулярних до площин дії відповідних сил, а їх напрями відповідають правилу гвинта, будують векторну діаграму суми моментів (рис. 26). Таким чином визначають, що вектор результуючого моменту лежить у площині, розташованій під кутом  $30^\circ$  до горизонтальної площини, тобто в площині дії векторів сил  $\vec{C}_2$  і  $\vec{C}_5$ , його напрям збігається з напрямом дії вектора сили  $\vec{C}_5$ , а величина дорівнює

$$\sum_{i=1}^{i=6} M_{Ci} = 2\sqrt{3} Cl_0.$$



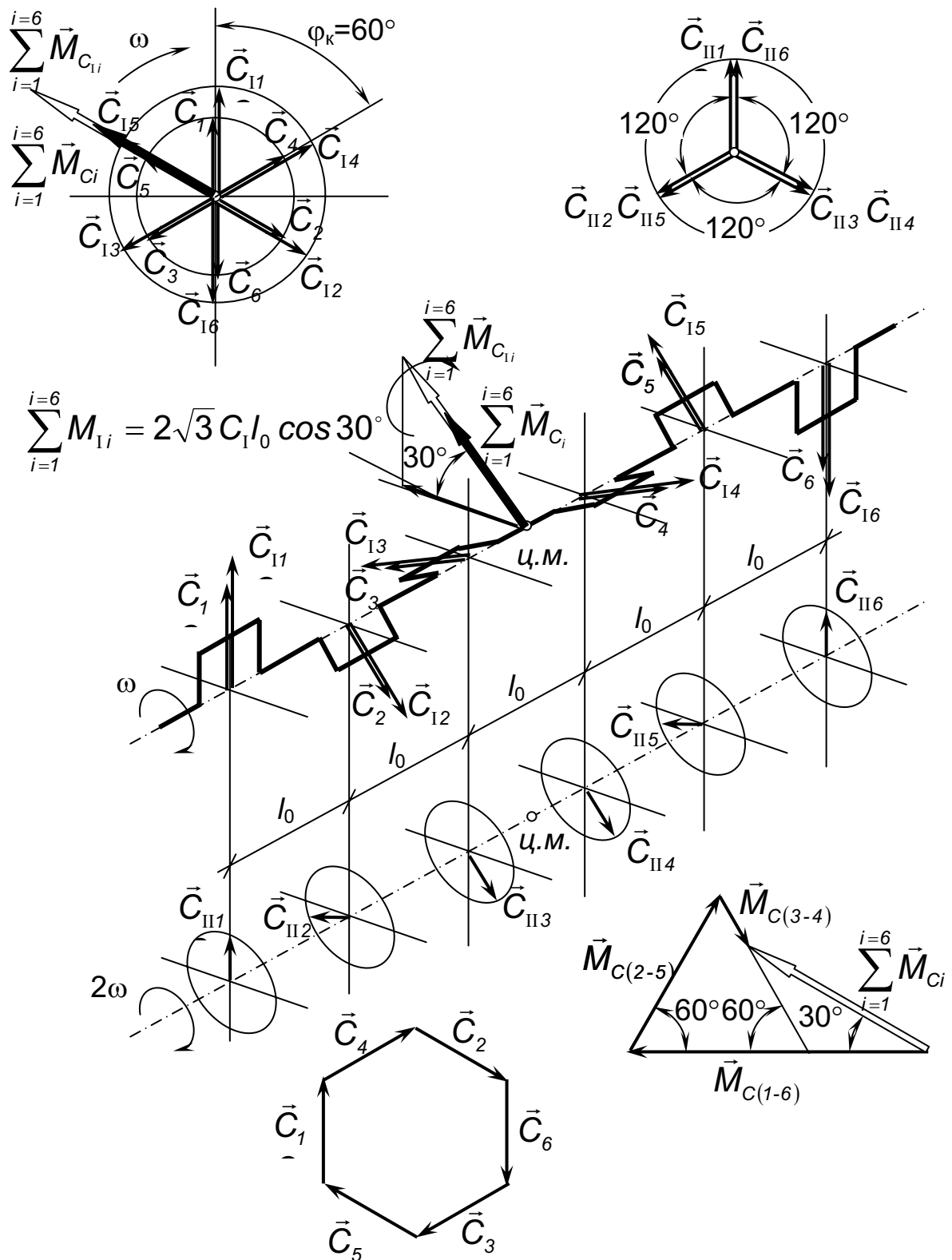


Рис. 26. Динамічно еквівалентна модель шестициліндрового двотактного однорядного двигуна за відцентровими силами НМО і силами інерції ПРМ

На **другому етапі** аналізу динамічної зрівноваженості двигуна будують його **динамічно еквівалентну модель за силами інерції мас, що поступально рухаються, першого та другого порядків.**

Для цього реальні вектори сил інерції ПРМ першого та другого порядків, які спрямовані вздовж осі циліндрів, подають у вигляді проєкцій на вісь циліндра допоміжних *фіктивних амплітудних радіусів-векторів* відповідно першого та другого порядків сталої величини  $C_I = m_s R \omega^2$  і  $C_{II} = \lambda m_s R \omega^2$  (рис. 27), які обертаються навколо осі колінчастого вала у площині та у напрямі обертання радіуса кривошипа, а саме:

$$P_I = m_s R \omega^2 \cos \alpha = C_I \cos \alpha; \quad (55)$$

$$P_{II} = \lambda m_s R \omega^2 \cos 2\alpha = C_{II} \cos 2\alpha. \quad (56)$$

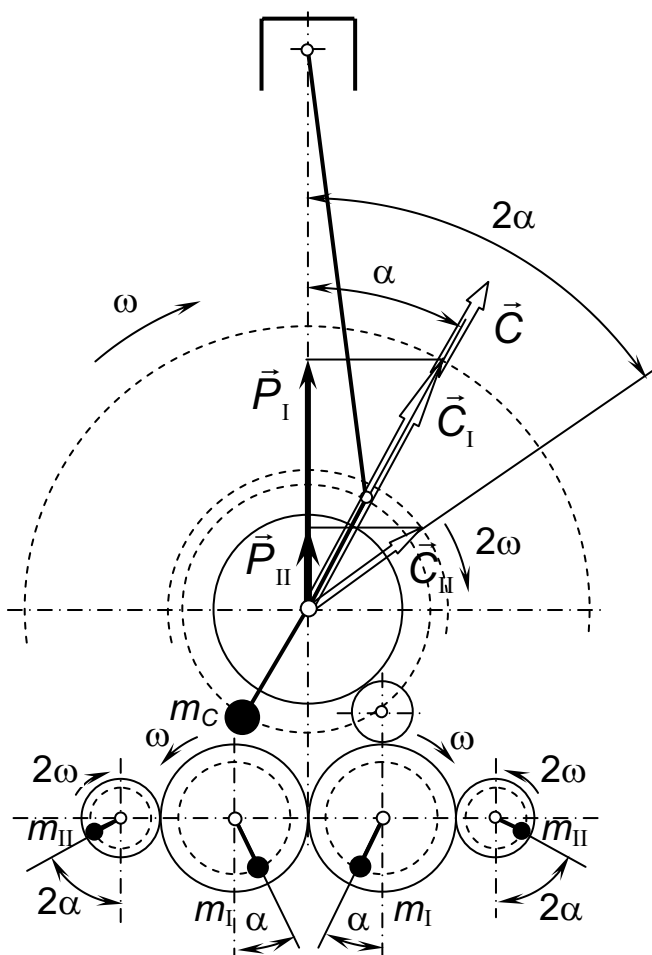


Рис. 27. Схема щодо визначення сил інерції ПРМ першого та другого порядків за допомогою амплітудних фіктивних радіусів-векторів і механізмів зрівноваження незрівноважених сил інерції

Із цих формул видно, що для того, щоб одержати потрібні

величини векторів  $\vec{P}_I$  і  $\vec{P}_{II}$  сил інерції ПРМ першого порядку, фіктивний амплітудний радіус-вектор  $\vec{C}_I$  має обертатися навколо осі КВ з кутовою швидкістю  $\omega$ , а фіктивний амплітудний радіус-вектор  $\vec{C}_{II}$  – з кутовою швидкістю  $2\omega$ , як це показано на рис. 27.

Таким чином, *динамічно еквівалентну модель двигуна за силами інерції ПРМ першого порядку* будують аналогічно динамічній моделі двигуна за відцентровими силами НМО. Оскільки фіктивні радіуси-вектори  $\vec{C}_{Ii}$  спрямовані вздовж радіусів відповідних кривошипів і вся система цих векторів однакової величини, не змінюючи свого взаємного розташування, обертається навколо вала як одне ціле з кутовою швидкістю  $\omega$  вала, динамічно еквівалентна модель двигуна за силами інерції ПРМ першого порядку має такий же вигляд, як і динамічно еквівалентна модель двигуна за відцентровими силами НМО.

Це означає, що для шестициліндрового двотактного двигуна (див. рис. 26) результуюча сил інерції ПРМ першого порядку, як і результуюча відцентрових сил НМО, дорівнюватиме нулю, тобто

$\sum_{i=1}^{i=6} \vec{C}_{Ii} = 0$ . Величина результуючого подовжнього моменту від цих

сил визначатиметься за такою ж формулою, як і для відцентрових сил

НМО, тобто  $\sum_{i=1}^{i=6} M_{C_{Ii}} = 2\sqrt{3} C_I I_0$ , а вектор цього моменту в

початковому положенні першого кривошипа в ВМТ також буде спрямованим під кутом  $30^\circ$  до площини, яка проходить крізь вісь КВ і перпендикулярна до площини осей циліндрів.

*Динамічно еквівалентну модель двигуна за силами інерції ПРМ другого порядку* будують таким чином. Так само, як і для попередніх моделей, вихідною є схема розташування кривошипів КВ (див. рис. 26). Кривошип першого циліндра умовно встановлюють у положення ВМТ, коли  $\alpha = 0^\circ$  та  $2\alpha = 0^\circ$ . Таким чином, відповідний радіус-вектор  $\vec{C}_{II1}$  першого циліндра займає початкове положення, яке збігається з напрямом його кривошипа. У цьому разі положення фіктивного радіуса-вектора  $\vec{C}_{II2}$  другого циліндра буде визначено величиною кута  $2\varphi_K$ , де  $\varphi_K$  – кут поміж кривошипами I і II циліндрів у напрямі обертання колінчастого вала. Іншими словами, для складання динамічно еквівалентної моделі двигуна з силами інерції ПРМ другого порядку радіуси-вектори  $\vec{C}_{IIi}$  спочатку треба розташувати вздовж радіусів відповідних кривошипів, а потім, обертаючи радіус-вектор  $\vec{C}_{IIi}$

відповідного кривошипа навколо осі КВ у напрямі його обертання, подвоїти величину кута між радіусом-вектором  $\vec{C}_{II1}$  першого коліна і цим радіусом-вектором.

Так, для шестициліндрового двотактного двигуна (див. рис. 26), який вибрано як приклад, кут між першим і другим кривошипами становить  $120^\circ$ , отже, радіус-вектор  $\vec{C}_{II2}$  другого кривошипа займе положення під кутом  $240^\circ$  відносно радіуса-вектора  $\vec{C}_{II1}$  у напрямі обертання КВ. Кут між першим і третім кривошипами становить  $240^\circ$ , тобто радіус-вектор  $\vec{C}_{II3}$  третього кривошипа треба розташувати під кутом  $480^\circ$  відносно  $\vec{C}_{II1}$  у напрямку обертання КВ і так само для інших колін.

Одержана таким чином система фіктивних радіусів-векторів другого порядку  $\vec{C}_{IIi}$  однакової величини, не змінюючи свого взаємного положення, обертається як одне ціле навколо осі КВ у тому ж напрямі, що і вал, але з подвійною кутовою швидкістю  $2\omega$ .

Як видно з рис. 26, результуюча радіусів-векторів  $\vec{C}_{IIi}$  другого порядку і результуючий подовжній момент від них для вибраного шестициліндрового двигуна дорівнюють нулю, тобто  $\sum_{i=1}^{i=6} \vec{C}_{IIi} = 0$ ,

$$\sum_{i=1}^{i=6} M_{C_{IIi}} = 0.$$

Перехід від фіктивних радіусів-векторів першого  $\vec{C}_I$  і другого  $\vec{C}_{II}$  порядків до реально діючих уздовж осей циліндрів сил  $\vec{P}_I$  і  $\vec{P}_{II}$ , а також від фіктивних подовжніх моментів  $\vec{M}_{C_I}$  і  $\vec{M}_{C_{II}}$  до реально діючих у площині осей циліндрів подовжніх моментів  $\vec{M}_I$  і  $\vec{M}_{II}$  здійснюють двома шляхами.

Перший шлях полягає в тому, що спочатку знаходять сили  $\vec{P}_I$  і  $\vec{P}_{II}$  проектуванням на осі відповідних циліндрів фіктивних радіусів-векторів  $\vec{C}_I$  і  $\vec{C}_{II}$ , а потім за цими силами – їхні результуючі  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{P}_{Ii}$  і

$$\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{P}_{IIi}, \text{ а також подовжні моменти від них } \sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{M}_{Ii} \text{ і } \sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{M}_{IIi}.$$

Другим шляхом спочатку визначають результуючі фіктивних радіусів-векторів  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{C}_{Ii}$  і  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{C}_{IIi}$  і фіктивних подовжніх моментів  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{M}_{C_{Ii}}$  і  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{M}_{C_{IIi}}$ , як це було зроблено на прикладі шестициліндрового двигуна, а потім знаходять результуючі реально діючих сил  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{P}_{Ii}$  і  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{P}_{IIi}$  проектуванням сил  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{C}_{Ii}$  і  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{C}_{IIi}$  на площину осей циліндрів і подовжніх моментів від цих реальних сил  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{M}_{Ii}$  і  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{M}_{IIi}$  проектуванням векторів фіктивних подовжніх моментів  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{M}_{C_{Ii}}$  і  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{M}_{C_{IIi}}$  на площину, яка проходить крізь вісь колінчастого вала і перпендикулярна до площини осей циліндрів, оскільки реальні подовжні моменти від сил інерції ПРМ діють у площині осей циліндрів. Цей шлях більш ефективний, оскільки дозволяє реалізувати переваги щодо використання фіктивних векторів сил і моментів від них.

Користуючись другим шляхом переходу до реальних сил і моментів, для вибраного прикладу шестициліндрового двотактного двигуна визначимо величину подовжнього моменту від сил інерції ПРМ першого порядку. Для цього одержаний фіктивний вектор  $\sum_{i=1}^{i=6} \vec{M}_{C_{Ii}}$ , який має модуль  $\sum_{i=1}^{i=6} M_{C_{Ii}} = 2\sqrt{3} C_1 I_0$ , проектуємо на площину, що проходить крізь вісь КВ і перпендикулярна до площини осей циліндрів (див. рис. 26), внаслідок чого маємо

$$\sum_{i=1}^{i=6} M_I = 2\sqrt{3} C_1 I_0 \cos 30^\circ.$$

Але на відміну від вектора подовжнього моменту відцентрових сил НМО  $\sum_{i=1}^{i=6} \vec{M}_{Ci}$ , який має сталу величину і обертається разом із КВ з кутовою швидкістю  $\omega$ , вектор подовжнього моменту сил інерції ПРМ постійно знаходиться у площині, яка проходить крізь вісь КВ і перпендикулярна до площини осей циліндрів, а величина його модуля змінюється залежно від кута  $\alpha$  обертання КВ, тобто

$$\sum_{i=1}^{i=6} M_{Ii} = 2\sqrt{3} C_I I_0 \cos(\alpha + 30^\circ) = 2\sqrt{3} m_s R \omega^2 I_0 \cos(\alpha + 30^\circ).$$

Таким чином, аналіз зрівноваженості шестициліндрового двотактного однорядного двигуна (див. рис. 26) дозволяє зробити висновок, що він повністю самозрівноважений за відцентровими силами НМО, силами інерції ПРМ першого і другого порядків, подовжнім моментом від сил інерції ПРМ другого порядку і несамозрівноважений за подовжніми моментами від відцентрових сил НМО та сил інерції ПРМ першого порядку, а саме:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^{i=6} C_i = 0, & \sum_{i=1}^{i=6} M_{Ci} = 2\sqrt{3} C I_0; \\ \sum_{i=1}^{i=6} P_{Ii} = 0, & \sum_{i=1}^{i=6} M_{Ii} = 2\sqrt{3} m_s R \omega^2 I_0 \cos(\alpha + 30^\circ); \\ \sum_{i=1}^{i=6} P_{IIi} = 0, & \sum_{i=1}^{i=6} M_{IIi} = 0. \end{cases}$$

*Зрівноваження подовжнього моменту від відцентрових сил НМО*  $\sum_{i=1}^{i=i_p} \vec{M}_{Ci}$  досягається встановленням противаг на продовженні щік першого і останнього колін таким чином, щоб їхні центри мас були розташовані у площині дії моменту  $\sum_{i=1}^{i=i_p} \vec{M}_{Ci}$ , але утворювали протилежний момент. Так, для шестициліндрового двотактного двигуна ці противаги розташовують на продовженні щік першого і шостого колін таким чином, щоб площина їхніх центрів мас утворювала з площиною осей циліндрів кут  $30^\circ$  і була перпендикулярна до вектора  $\sum_{i=1}^{i=i_p} \vec{M}_{Ci}$ , коли перший кривошип знаходиться в положенні ВМТ (рис. 28).

*Зрівноваження подовжнього моменту від сил інерції ПРМ першого порядку*  $\sum_{i=1}^{i=i_p} \vec{M}_{Ii}$  утворюють за допомогою зрівноважувального механізму, який складається з двох валів з противагами по кінцях, симетрично розташованих відносно площини осей циліндрів і паралельних осі колінчастого вала. Ці вали обертаються зі швидкістю обертання КВ у протилежних напрямках. Дія

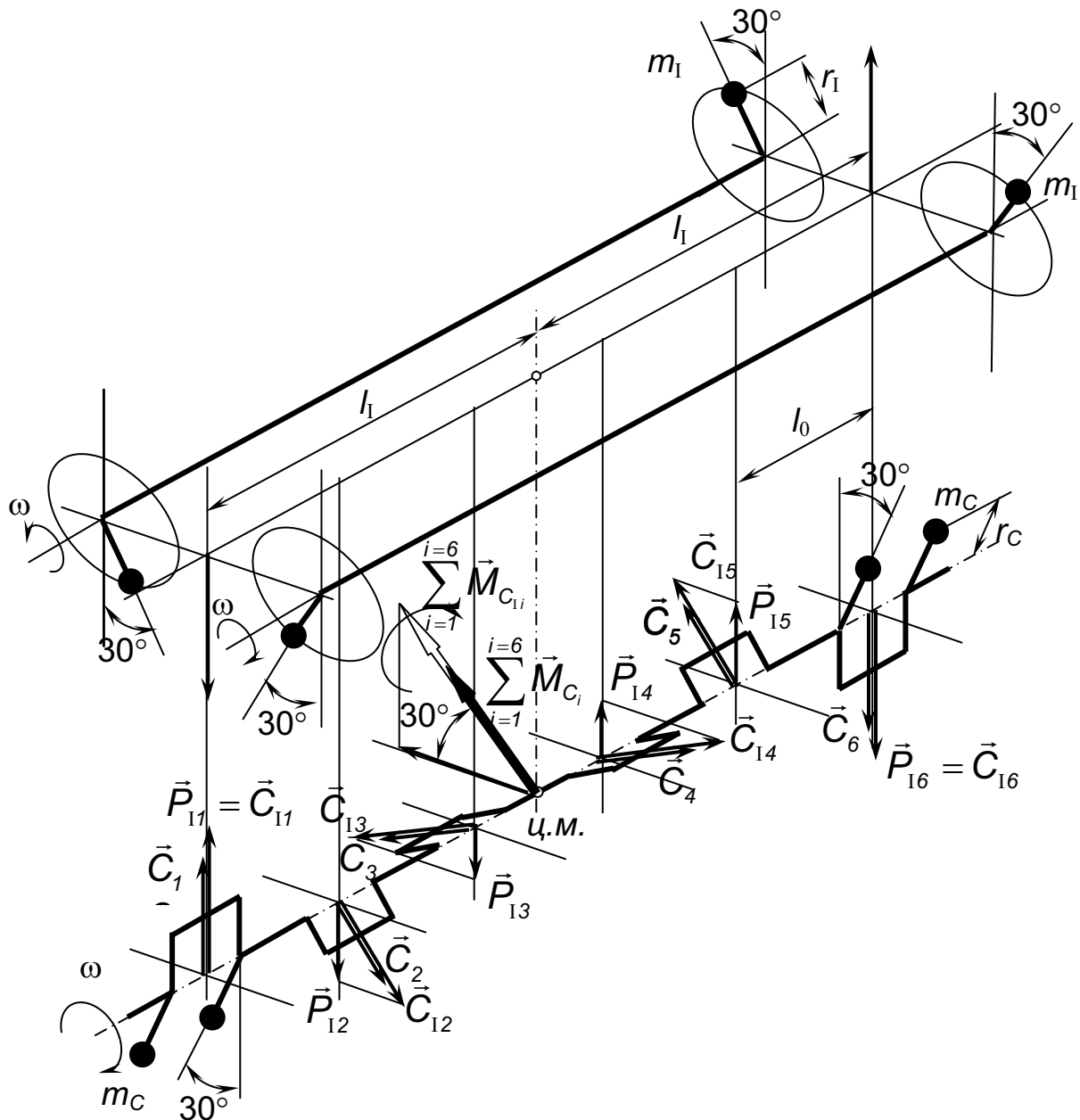


Рис. 28. Схема зрівноваження подовжніх моментів від відцентрових сил НМО і сил інерції ПРМ першого порядку

такого зрівноважувального механізму полягає в тому, що горизонтальні складові векторів відцентрових сил противаг обох валів на кожному їхньому кінці взаємно зрівноважуються, а вертикальні складаються і утворюють у площині осей циліндрів зрівноважувальний момент, однаковий за величиною з подовжнім моментом від сил інерції ПРМ першого порядку, але протилежно йому спрямований.

Для шестициліндрового двигуна (див. рис. 26) площини розташування центрів мас противаг зрівноважувального механізму на момент  $\alpha = 0^\circ$  будуть утворювати з площиною осей циліндрів кути  $30^\circ$ , як це показано на рис. 28.

Маси противаг для зрівноваження моментів  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{M}_{Ci}$  і  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{M}_{Ii}$

знаходять шляхом прирівнювання величин цих моментів до величин зрівноважувальних моментів, які утворюються відцентровими силами мас противаг. Наприклад, маси противаг для зрівноваження подовжнього моменту від відцентрових сил НМО для шестициліндрового двотактного двигуна можна знайти із рівняння

$$2\sqrt{3} C l_0 = 5(2m_c) r_c \omega^2 l_0,$$

а для механізму зрівноваження подовжнього моменту від сил інерції ПРМ першого порядку – із рівняння

$$2\sqrt{3} m_s R \omega^2 l_0 \cos 30^\circ = 2(2m_1) r_1 \omega^2 l_1,$$

де  $m_c$ ,  $m_1$  – маси відповідних противаг;  $r_c$ ,  $r_1$  – відстані від осей обертання до центрів мас відповідних противаг;  $l_1$  – відстань від противаг  $m_1$  зрівноважувального механізму до центра його вала, який лежить із центром мас КВ в одній площині, перпендикулярній до площині осей циліндрів. Розміри  $r_c$ ,  $r_1$ ,  $l_1$ , як правило, вибирають із конструктивних міркувань, оснований на забезпеченні мінімально можливих масогабаритних показників двигуна, що проектується.

Якщо в двигуні виявляються незрівноваженими сили  $C$ ,  $P_1$  або  $P_{II}$ , їх зрівноважують такими способами.

*Незрівноважена результуюча відцентрових сил НМО*

$\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{C}_i$  зрівноважується за допомогою, як правило, двох противаг, які

розташовуються на колінчастому валу двигуна на однаковій відстані від його центра мас таким чином, щоб відцентрова сила, яка ними

утворюється, була спрямована протилежно вектору  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{C}_i$ . На

прикладі одноциліндрового двигуна це противаги  $m_c$  (див. рис. 27).

*Незрівноважена результуюча сил інерції ПРМ першого*

порядку  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{P}_{Ii}$  зрівноважується двовальним механізмом із

противагами, як і подовжній момент від них (див. рис. 28), але противаги на протилежних кінцях валів розташовуються в одному напрямі, а не в протилежних. На рис. 27 наведено схему такого механізму для одноциліндрового двигуна.



Незрівноважена результуюча сил інерції ПРМ другого порядку  $\sum_{i=1}^{i=j_p} \vec{P}_{\Pi i}$  зрівноважується таким же двовальним механізмом, що і незрівноважена результуюча сил інерції ПРМ першого порядку, з тією тільки різницею, що вали цього механізму обертаються з кутовою швидкістю  $2\omega$  (див. рис. 28). Однак у більшості поршневих двигунів незрівноважені сили інерції ПРМ другого порядку і незрівноважені подовжні моменти від них не зрівноважуються у зв'язку з малими величинами цих сил і моментів і складністю механізму їх зрівноваження.

## 6.2. Динамічно еквівалентні моделі плоских відсіків одновальних двигунів

### 6.2.1. Відсіки дворядних V-подібних та опозитних двигунів

Схему відсіку з довільним кутом  $\gamma$  між циліндрами і силами, які діють у ньому, наведено на рис. 29.

Динамічно еквівалентну модель відсіку за силами інерції ПРМ першого порядку (ДЕМ I) будують таким чином.

Згідно із визначенням допоміжні фіктивні радіуси-вектори  $\vec{C}_I$  сил інерції першого порядку лівого і правого циліндрів спрямовані вздовж коліна КВ. Крім того, оскільки величина цих векторів визначається як  $C_I = m_s R \omega^2$ , а маси, що поступально рухаються, в лівому і правому циліндрах майже дорівнюють одна одній, тобто  $m_{sl} \cong m_{sn}$ , можна зробити припущення, що  $C_{I_l} \cong C_{I_n} = C_I$ .

Сили інерції ПРМ першого порядку, які діють у лівому і правому циліндрах відсіку, у цьому разі визначають як проекції фіктивного радіуса-вектора  $\vec{C}_I$  на осі відповідних циліндрів (див. рис. 29):

$$P_{I_n} = C_I \cos(0,5\gamma - \alpha) = C_I \cos(\alpha - 0,5\gamma);$$

$$P_{I_l} = C_I \cos(\alpha + 0,5\gamma).$$

Результуючу цих сил можна знайти, якщо спроеціювати їх на координатні осі X–Y, які спрямовують таким чином, щоб вісь OY збігалася з початковим положенням кривошипа ( $\alpha = 0^\circ$ ), за яке приймається вертикальна вісь симетрії відсіку, а вісь OX була б спрямована у бік обертання КВ.

Проекції результуючої сил  $\vec{P}_{I_n}$  і  $\vec{P}_{I_l}$  на осі X–Y будуть такими:

$$\begin{aligned}
(\Sigma P_I)_x &= P_{I\pi} \cos(90^\circ - 0,5\gamma) - P_{I\pi} \cos(90^\circ - 0,5\gamma) = \\
&= C_I \cos(\alpha - 0,5\gamma) \sin 0,5\gamma - C_I \cos(\alpha + 0,5\gamma) \sin 0,5\gamma = \\
&= 2C_I \sin^2 0,5\gamma \sin \alpha = C_I(1 - \cos \gamma) \sin \alpha = A_I \sin \alpha ; \quad (57)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
(\Sigma P_I)_y &= P_{I\pi} \cos 0,5\gamma + P_{I\pi} \cos 0,5\gamma = \\
&= C_I \cos(\alpha - 0,5\gamma) \cos 0,5\gamma + C_I \cos(\alpha + 0,5\gamma) \cos 0,5\gamma = \\
&= 2C_I \cos^2 0,5\gamma \cos \alpha = C_I(1 + \cos \gamma) \cos \alpha = B_I \cos \alpha . \quad (58)
\end{aligned}$$

Отже, величина результуючої сил інерції ПРМ першого порядку визначається як

$$\Sigma P_I = \sqrt{(\Sigma P_I)_x^2 + (\Sigma P_I)_y^2} , \quad (59)$$

а вектор цієї результуючої  $\vec{R}_I = \vec{X}_I + \vec{Y}_I$  – координатами його кінця:

$$|\vec{R}_I| = \sqrt{X_I^2 + Y_I^2} , \quad (60)$$

де 
$$X_I = A_I \sin \alpha , \quad Y_I = B_I \cos \alpha . \quad (61)$$

Як можна побачити із залежностей (57), (58), для фіксованого значення кута  $\gamma$   $A_I = const$  і  $B_I = const$ . Це означає, що залежності (61) є рівнянням еліпса в параметричній формі, тобто годограф радіуса-вектора результуючої сил інерції першого порядку у відсіку V-подібних двигунів у загальному випадку являє собою еліпс з півосями

$$A_{I(x)} = C_I(1 - \cos \gamma), \quad B_{I(y)} = C_I(1 + \cos \gamma). \quad (62)$$

Обертання вектора  $\vec{R}_I$  визначають кутом  $\varphi_I$ , який відраховують від початкового положення кривошипа у відсіку ( $\alpha = 0^\circ$ ). Положення цього вектора відносно кривошипа під час їх обертання навколо осі KB можна визначити за формулою

$$tg \varphi_I = \frac{(\Sigma P_I)_x}{(\Sigma P_I)_y} = \frac{A_I \sin \alpha}{B_I \cos \alpha} = \frac{A_I}{B_I} tg \alpha . \quad (63)$$

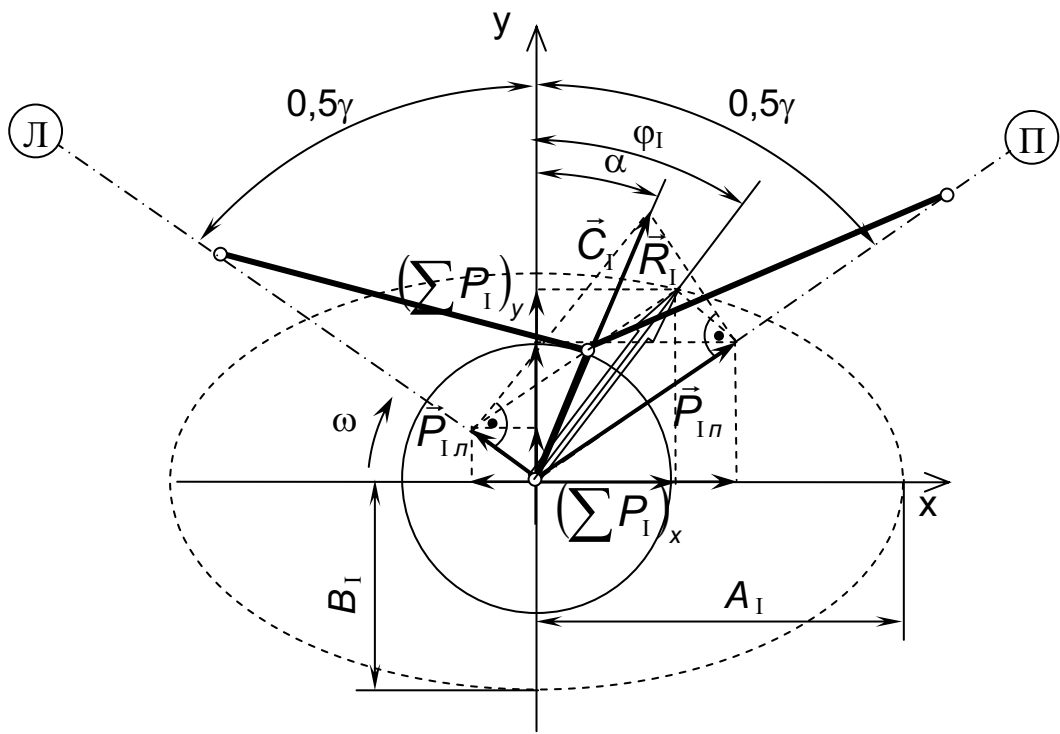


Рис. 29. Схема щодо визначення результуючої сил інерції ПРМ першого порядку у відсіку V-подібних двигунів

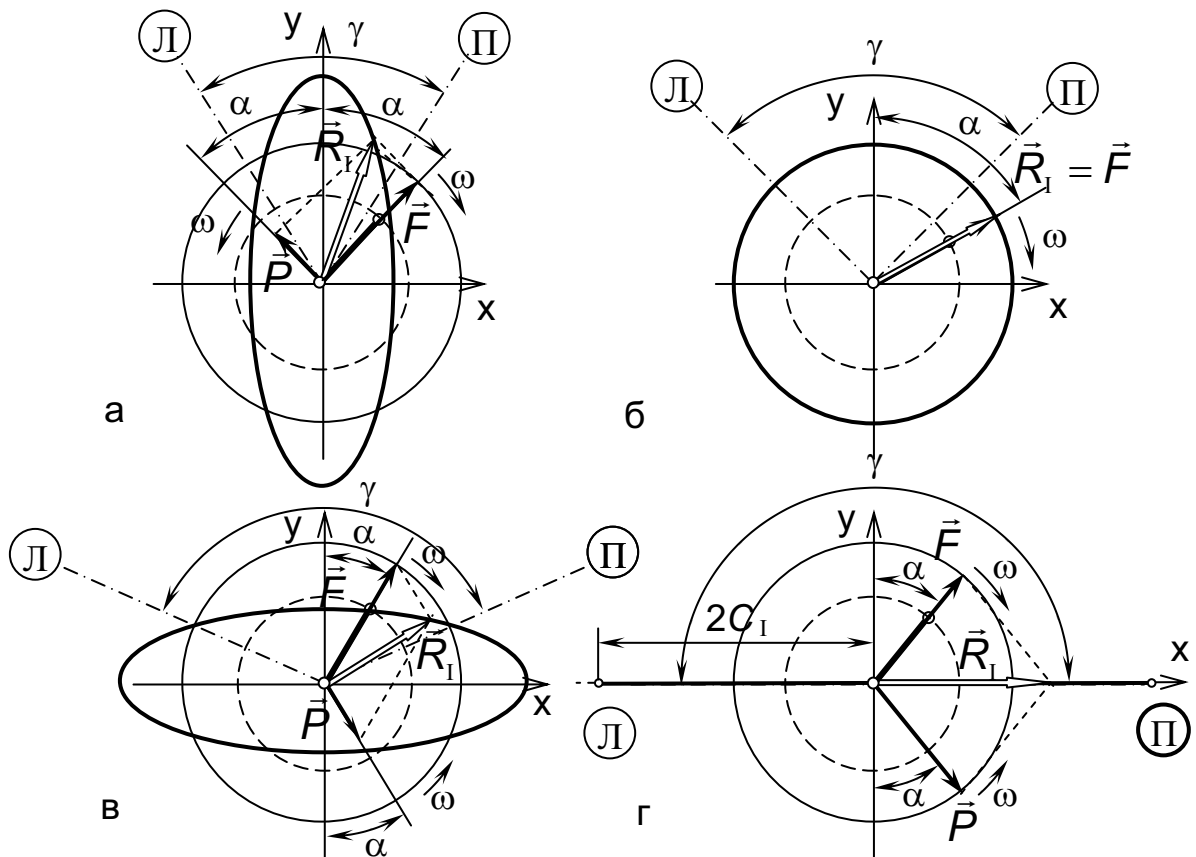


Рис. 30. ДЕМ I відсіків V-подібних двигунів з різними кутами  $\gamma$  між циліндрами: а –  $0^\circ < \gamma < 90^\circ$ ; б –  $\gamma = 90^\circ$ ; в –  $90^\circ < \gamma < 180^\circ$ ; г –  $\gamma = 180^\circ$

Залежність (63) свідчить про те, що вектор  $\vec{R}_I$  збігається з кривошипом ( $\varphi_I = \alpha$ ) два рази за один оберт кривошипа, а саме коли  $\alpha = 0^\circ$  і  $\alpha = 180^\circ$ .

Крім того, згідно з залежностями (62) форма еліптичного годографа, тобто довжина його півосей, залежить від кута  $\gamma$  між циліндрами, і при  $\gamma = 90^\circ$  годограф буде мати форму кола, оскільки в цьому разі  $A_{I(x)} = B_{I(y)} = C_I$ .

Радіус-вектор  $\vec{R}_I$  результуючої сил інерції ПРМ першого порядку, як це видно із формул (60) і (61), змінює не тільки свій напрям, обертаючись навколо осі КВ, але й свою довжину. У зв'язку із цим його, як і вектори сил інерції ПРМ першого порядку, що діють в окремих циліндрах і з яких він складається, зручно подавати у вигляді допоміжних радіусів-векторів  $\vec{F}$  і  $\vec{P}$  сталої величини (при фіксованому значенні  $\gamma$ ), які обертаються навколо осі КВ зі сталою швидкістю  $\omega$ . Так, суми проєкцій сил  $\vec{P}_{I_n}$  і  $\vec{P}_{I_n}$  можна подати у такому вигляді:

$$\begin{aligned} (\Sigma P_I)_x &= C_I(1 - \cos \gamma) \sin \alpha = C_I \sin \alpha - C_I \cos \gamma \sin \alpha = \\ &= F \sin \alpha - P \sin \alpha = F_x - P_x, \end{aligned} \quad (64)$$

$$\begin{aligned} (\Sigma P_I)_y &= C_I(1 + \cos \gamma) \cos \alpha = C_I \cos \alpha + C_I \cos \gamma \cos \alpha = \\ &= F \cos \alpha + P \cos \alpha = F_y + P_y, \end{aligned} \quad (65)$$

а їхню результуючу – як

$$\Sigma P_I = \sqrt{(\Sigma P_I)_x^2 + (\Sigma P_I)_y^2} = \sqrt{F^2 + P^2 + 2FP(1 - 2 \sin \alpha)}. \quad (66)$$

У цьому разі радіус-вектор результуючої сил інерції ПРМ першого порядку буде дорівнювати геометричній сумі векторів  $\vec{F}$  і  $\vec{P}$ , тобто  $\vec{R} = \vec{F} + \vec{P}$ , і обертатися у бік більшого вектора, а саме у напрямі обертання вектора  $\vec{F}$ .

Таким чином, формула (66) є математичною формою динамічно еквівалентної моделі відсіку V-подібного двигуна за силами інерції ПРМ першого порядку. Графічну форму зображення ДЕМ I наведено на рис. 30.

Для побудови ДЕМ I (графічної її форми) треба знати властивості допоміжних векторів  $\vec{F}$  і  $\vec{P}$ , які впливають з аналізу залежностей (64) – (66).

1. Радіус-вектор  $\vec{F} = \vec{C}_I$  має сталу величину і завжди спрямований уздовж кривошипа, тобто обертається разом із ним зі сталою кутовою швидкістю  $\omega$ . Це означає, що його властивості такі ж, як і у вектора  $\vec{C}$  відцентрових сил НМО, тому їх можна скласти і розглядати як вектор сумарної сили  $Q = F + C$ , який зрівноважується противагами на КВ.

2. Радіус-вектор  $\vec{P} = \vec{C}_I \cos \gamma$  має сталу величину тільки для фіксованого значення кута  $\gamma$ . Для V-подібних двигунів з різними кутами  $\gamma$  величина вектора  $\vec{P}$  буде різною, а саме:

- для  $0^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$   $C_I \geq P \geq 0$ ;
- для  $90^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$   $0 \geq P \geq -C_I$ .

Для V-подібних двигунів з  $\gamma = 90^\circ$  маємо  $P = 0$ , тобто рівняння еліптичного годографа результуючого радіуса-вектора  $\vec{R} = \vec{F} + \vec{P}$  трансформується у рівняння кола радіусом  $F$  (рис. 30, б).

3. Положення векторів  $\vec{F}$  і  $\vec{P}$  відносно один одного і відносно координатних осей X–Y визначається знаком функції  $\cos \gamma$ .

- Для  $0^\circ < \gamma < 90^\circ$  функція  $\cos \gamma > 0$  і проєкції  $F_x$  і  $P_x$  мають різні знаки, а  $F_y$  і  $P_y$  – однакові. Це означає, що при будь-якому положенні кривошипа вектори  $\vec{F}$  і  $\vec{P}$  розташовуються симетрично осі Y, тобто вони обертаються з однаковою швидкістю  $\omega$  у протилежних напрямках і при  $\alpha = 0^\circ$  збігаються з додатним напрямком осі Y. Довжини півосей еліпса годографа вектора  $\vec{R}_I$  результуючої сил інерції ПРМ знаходяться у співвідношенні  $B_I > A_I$ , тобто годограф витягнутий уздовж осі Y (рис. 30, а).
- Для  $\gamma = 90^\circ$ , як зазначалося вище,  $P = 0$ ,  $\vec{F} = \vec{C}_I$ ,  $A = B = C_I$  і годограф вектора  $\vec{R}_I$  – коло радіуса  $C_I$  (рис. 30, б).
- Для  $90^\circ < \gamma < 180^\circ$  функція  $\cos \gamma < 0$ , проєкції  $F_x$  і  $P_x$  мають однакові знаки, а  $F_y$  і  $P_y$  – різні, тобто для будь-якого значення  $\alpha$  вектори  $\vec{F}$  і  $\vec{P}$  розташовані симетрично осі X і обертаються зі швидкістю  $\omega$  у протилежних напрямках. У початковий момент часу ( $\alpha = 0^\circ$ ) вектор  $\vec{F}$  спрямований вздовж додатного напрямку осі Y, а вектор  $\vec{P}$  – протилежно йому, вздовж від'ємного напрямку осі Y. Еліптичний годограф вектора  $\vec{R}_I$  витягнутий у напрямку осі X, оскільки  $A_I > B_I$  (рис. 30, в).
- Для  $\gamma = 180^\circ$ , тобто для опозитних двигунів,  $\cos \gamma = -1$ ,

$F = P = C_I$ ,  $A_I = 2C_I$ ,  $B_I = 0$ , довжина вектора  $\vec{R}_I$  змінюється від  $-2C_I$  до  $+2C_I$ . Це означає, що годограф вектора  $\vec{R}_I$  – пряма лінія вздовж осі  $X$ , а вектори  $\vec{F}$  і  $\vec{P}$  однакової довжини обертаються з однаковою швидкістю  $\omega$  у протилежних напрямках. При  $\alpha = 0^\circ$  вектор  $\vec{F}$  спрямований уздовж додатного напрямку осі  $Y$ , а вектор  $\vec{P}$  – протилежно йому, вздовж від'ємного напрямку осі  $Y$  (рис. 30, г). Нагадаємо, що вектор  $\vec{F}$  завжди спрямований уздовж кривошипа.

*Динамічно еквівалентна модель відсіку за силами інерції ПРМ другого порядку (ДЕМ II).* Для побудови цієї моделі спочатку визначають положення фіктивних радіусів-векторів  $\vec{C}_{II}$  щодо лівого та правого циліндрів. Згадаємо, що вектор  $\vec{C}_{II}$  кожного циліндра має бути повернутим за напрямом обертання кривошипа відносно нульового положення, останнього в цьому циліндрі ( $\alpha_{ц} = 0^\circ$ , тобто у ВМТ з початку циклу) на подвійний кут, який на цей момент існує між кривошипом і віссю відповідного циліндра. Таким чином, фіктивний радіус-вектор  $\vec{C}_{IIл}$  лівого циліндра має зайняти положення відносно осі лівого циліндра, яке відповідає куту  $2(0,5\gamma + \alpha) = \gamma + 2\alpha$ , а радіус-вектор  $\vec{C}_{IIп}$  правого циліндра – куту  $2[360^\circ - (0,5\gamma - \alpha)] = -(\gamma - 2\alpha)$  відносно осі правого циліндра (рис. 31). Оскільки маси  $m_s$  лівого і правого циліндрів, а також величини  $\lambda$  КШМ циліндрів майже однакові у більшості двигунів (див. формулу (56)), можна припустити, що і величини фіктивних радіусів-векторів обох циліндрів також будуть однаковими ( $C_{IIл} \cong C_{IIп} = C_{II}$ ).

Величини реально діючих у циліндрах сил інерції ПРМ другого порядку знаходять як проєкції відповідних фіктивних радіусів-векторів  $\vec{C}_{II}$  на осі циліндрів (див. рис. 31):

$$P_{IIл} = C_{II} \cos[180^\circ - (\gamma + 2\alpha)] = -C_{II} \cos(2\alpha + \gamma),$$

$$P_{IIп} = C_{II} \cos(\gamma - 2\alpha) = C_{II} \cos(2\alpha - \gamma).$$

Суми проєкцій цих сил на осі  $X$ – $Y$  будуть такими:

$$\begin{aligned} (\Sigma P_{II})_x &= P_{IIл} \cos(90^\circ - 0,5\gamma) + P_{IIп} \cos(90^\circ - 0,5\gamma) = \\ &= C_{II} \sin 0,5\gamma [\cos(2\alpha - \gamma) - \cos(2\alpha + \gamma)] = \\ &= C_{II} \sin 0,5\gamma 2 \sin 2\alpha \sin \gamma = C_{II} (\cos 0,5\gamma - \cos 1,5\gamma) \sin 2\alpha = \\ &= A_{II} \sin 2\alpha ; \end{aligned} \tag{67}$$

$$\begin{aligned}
(\Sigma P_{II})_y &= P_{IIл} \cos 0,5\gamma - P_{IIл} \cos 0,5\gamma = \\
&= C_{II} \cos 0,5\gamma [\cos(2\alpha - \gamma) + \cos(2\alpha + \gamma)] = \\
&= C_{II} \cos 0,5\gamma 2 \cos 2\alpha \cos \gamma = C_{II} (\cos 0,5\gamma + \cos 1,5\gamma) \cos 2\alpha = \\
&= B_{II} \cos 2\alpha .
\end{aligned}
\tag{68}$$

У цьому разі результуючу сил інерції ПРМ другого порядку знаходять за формулою

$$\Sigma P_{II} = \sqrt{(P_{II})_x^2 + (\Sigma P_{II})_y^2} .
\tag{69}$$

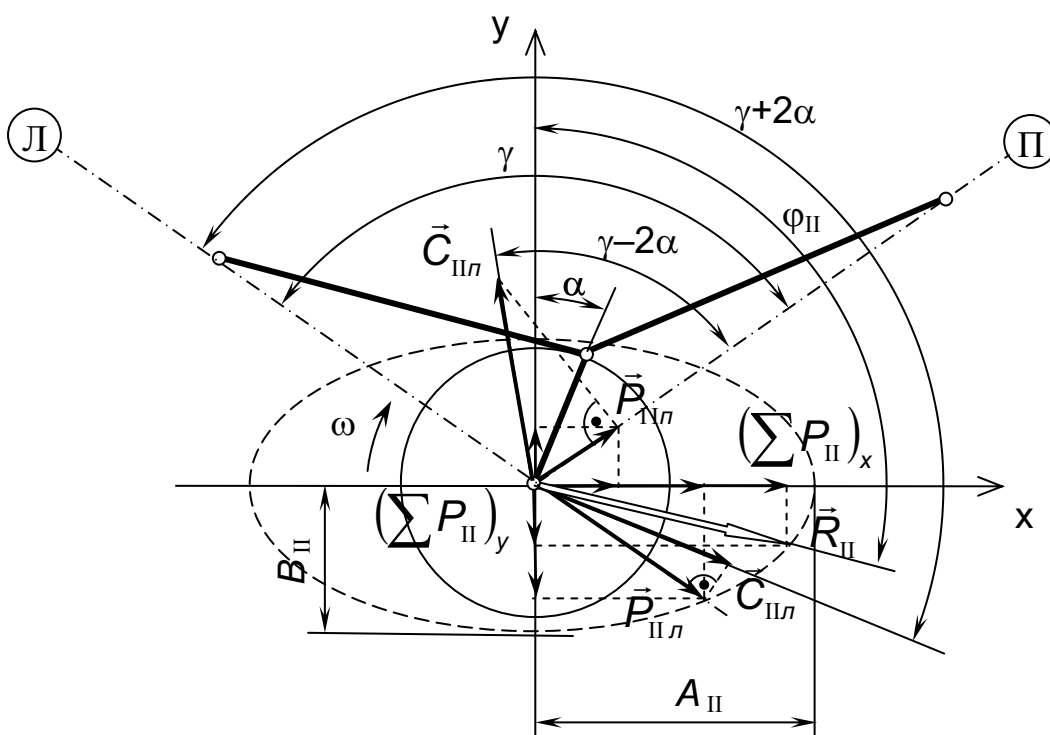


Рис. 31. Схема щодо визначення результуючої сил інерції ПРМ другого порядку у відсіку V-подібних двигунів

Вектор цієї результуючої  $\vec{R}_{II}$  буде мати координати кінця

$$X = A_{II} \sin 2\alpha , \quad Y = B_{II} \cos 2\alpha ,
\tag{70}$$

тобто його годограф, як і для радіуса-вектора результуючої сил інерції ПРМ першого порядку, – це еліпс із півосями

$$A_{II(x)} = C_{II} (\cos 0,5\gamma - \cos 1,5\gamma) ,
\tag{71}$$

$$B_{II(y)} = C_{II} (\cos 0,5\gamma + \cos 1,5\gamma) .
\tag{72}$$

Проте вектор  $\vec{R}_{II}$  обертається у площині осей циліндрів відсіку із кутовою швидкістю  $2\omega$ .

Кутове положення радіуса-вектора  $\vec{R}_{II}$  визначається із залежності

$$\operatorname{tg}\varphi_{II} = \frac{A_{II}}{B_{II}} \operatorname{tg}2\alpha. \quad (73)$$

Так само, як і для сил інерції ПРМ першого порядку, вектор результуючої  $\vec{R}_{II}$  подають у вигляді двох векторів сталої величини (для конкретного V-подібного двигуна, тобто фіксованого значення  $\gamma$ ), які обертаються навколо осі КВ, для чого перетворюють залежності (67), (68):

$$\begin{aligned} (\Sigma P_{II})_x &= C_{II} (\cos 0,5\gamma - \cos 1,5\gamma) \sin 2\alpha = \\ &= C_{II} \cos 0,5\gamma \sin 2\alpha - C_{II} \cos 1,5\gamma \sin 2\alpha = \\ &= K \sin 2\alpha - Z \sin 2\alpha = K_x - Z_x ; \end{aligned} \quad (74)$$

$$\begin{aligned} (\Sigma P_{II})_y &= C_{II} (\cos 0,5\gamma + \cos 1,5\gamma) \cos 2\alpha = \\ &= C_{II} \cos 0,5\gamma \cos 2\alpha + C_{II} \cos 1,5\gamma \cos 2\alpha = \\ &= K \cos 2\alpha + Z \cos 2\alpha = K_y + Z_y , \end{aligned} \quad (75)$$

звідки

$$\begin{aligned} \Sigma P_{II} &\equiv R = \sqrt{K^2 + Z^2} , \\ K &= \sqrt{K_x^2 + K_y^2} = C_{II} \cos 0,5\gamma = \text{const} , \\ Z &= \sqrt{Z_x^2 + Z_y^2} = C_{II} \cos 1,5\gamma = \text{const} , \\ \vec{R}_{II} &= \vec{K} + \vec{Z} . \end{aligned} \quad (76)$$

Таким чином, динамічно еквівалентною моделлю відсіку V-подібних двигунів за силами інерції ПРМ другого порядку є система двох векторів  $\vec{K}$  і  $\vec{Z}$  сталої величини, які обертаються у площині відсіку з подвійною кутовою швидкістю  $2\omega$ , а їхній результуючий вектор  $\vec{R}_{II}$  – у напрямку обертання більшого вектора.

Для зображення ДЕМ II у графічній формі треба враховувати такі її властивості:



1. Величина вектора  $\vec{K}$  згідно з (76) для V-подібних двигунів із різними  $\gamma$  має різне значення, а саме: при  $0^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$   $C_{II} \geq K \geq 0$ . Вектор  $\vec{K}$  для всіх V-подібних двигунів обертається у напрямі обертання вектора  $\vec{C}_{II}$  (разом із ним), тобто як і кривошип, але з подвійною швидкістю, оскільки функція  $\cos 0,5\gamma$  у діапазоні  $0^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$  є додатною. В початковому положенні ( $\alpha = 0^\circ$ ) вектор  $\vec{K}$  спрямований уздовж кривошипа.

2. Величина вектора  $\vec{Z}$  згідно з (76) для V-подібних двигунів з різними  $\gamma$  набуває таких значень:

- для  $0^\circ \leq \gamma \leq 60^\circ$   $C_{II} \geq Z \geq 0$ ;
- для  $60^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$   $0 \geq Z \geq -C_{II}$ .

3. Напрямок обертання вектора  $\vec{Z}$  і його положення відносно вектора  $\vec{K}$  і координатних осей для двигунів із різними  $\gamma$  визначається знаком функції  $\cos 1,5\gamma$ , а саме:

- $0^\circ < \gamma < 60^\circ$  – функція  $\cos 1,5\gamma > 0$ , проекції векторів  $K_x$  і  $Z_x$  на вісь X мають різні знаки, а їхні проекції  $K_y$  і  $Z_y$  на вісь Y – однакові. Тому для будь-якого значення  $\alpha$  вектори  $\vec{K}$  і  $\vec{Z}$  будуть розташовані симетрично осі Y і обертаються у різних напрямках з однаковою кутовою швидкістю  $2\omega$ . У початковому положенні кривошипа ( $\alpha = 0^\circ$ ) обидва вектори спрямовані вздовж кривошипа у додатному напрямі осі Y. Еліптичний годограф їхнього результуючого вектора  $\vec{R}_{II}$  витягнутий уздовж осі Y, оскільки  $B_{II} > A_{II}$ , а сам вектор  $\vec{R}_{II}$  обертається у тому ж напрямку, що і вектор  $\vec{K}$  (рис. 32, а).
- $\gamma = 60^\circ$  – функція  $\cos 1,5\gamma = 0$ ,  $Z = 0$ ,  $A_{II} = B_{II}$ ; годограф результуючого вектора  $\vec{R}_{II}$  – це коло радіусом, який дорівнює довжині вектора  $\vec{K}$  (рис. 32, б).
- $60^\circ < \gamma < 180^\circ$  – функція  $\cos 1,5\gamma < 0$ . Тому проекції векторів  $\vec{K}$  і  $\vec{Z}$  на вісь X мають однакові знаки, а на вісь Y – різні, тобто для будь-якого  $\alpha$  ці вектори розташовуються симетрично осі X і обертаються у протилежних напрямках з однаковою кутовою швидкістю  $2\omega$ . У початковому положенні кривошипа ( $\alpha = 0^\circ$ ) вектор  $\vec{K}$  спрямований уздовж кривошипа, тобто у додатному напрямі осі Y, а вектор  $\vec{Z}$  – у протилежному. У цьому разі напрям обертання результуючого вектора  $\vec{R}_{II}$  залежить від величини кута  $\gamma$ :

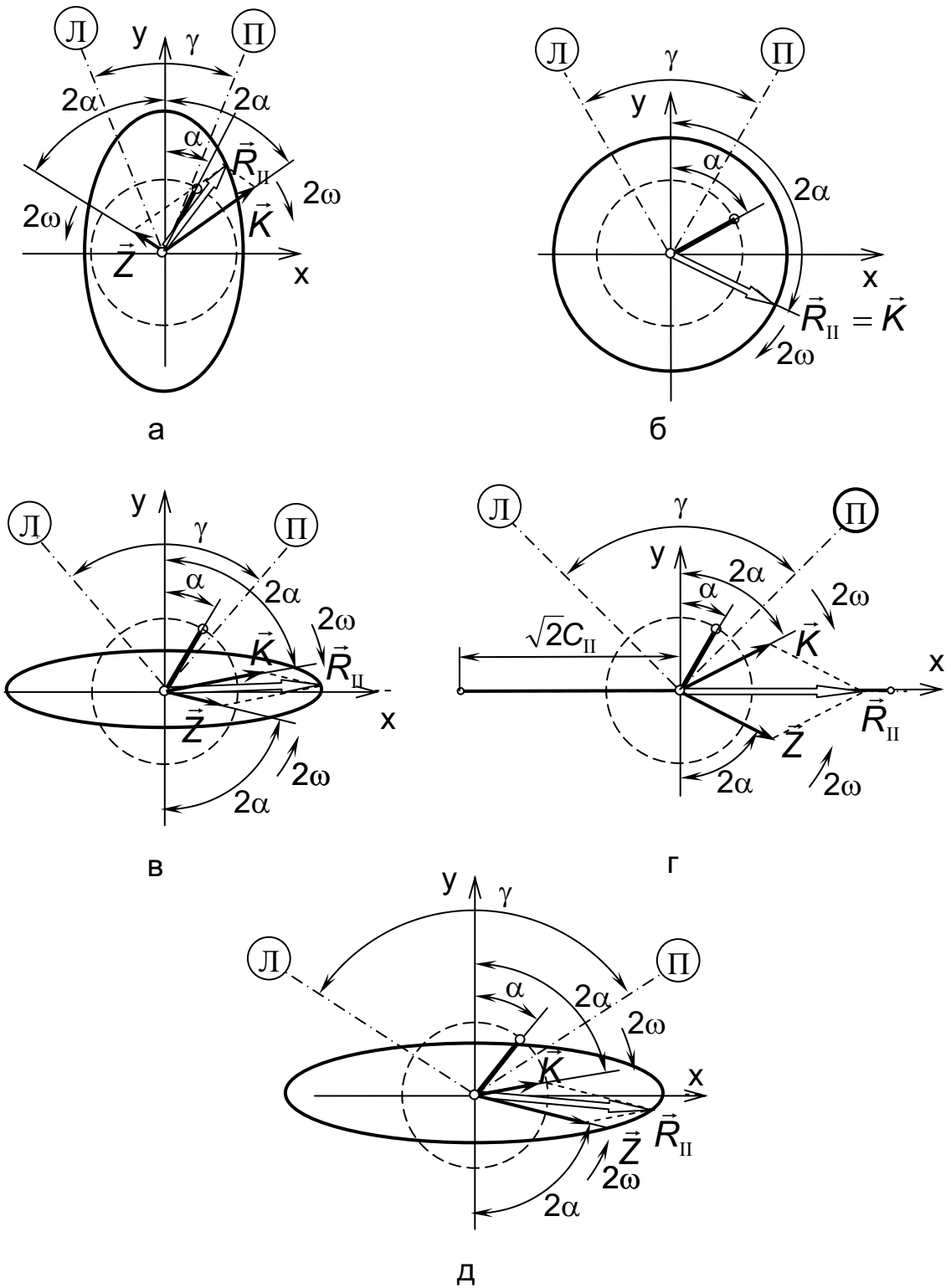


Рис. 32. ДЕМ II відсіків V-подібних двигунів з різними кутами  $\gamma$  між циліндрами: а –  $0^\circ < \gamma < 60^\circ$ ; б –  $\gamma = 60^\circ$ ; в –  $60^\circ < \gamma < 90^\circ$ ; г –  $\gamma = 90^\circ$ ; д –  $90^\circ < \gamma < 180^\circ$

- якщо  $60^\circ \leq \gamma < 90^\circ$ , то маємо  $K > Z$ , а вектор  $\vec{R}_{II}$  обертається у напрямку обертання вектора  $\vec{K}$  (рис. 30, в);
- якщо  $90^\circ < \gamma < 180^\circ$ , маємо  $Z > K$ , а результуючий вектор  $\vec{R}_{II}$  обертається у напрямку обертання вектора  $\vec{Z}$  (рис. 32, д).

Годограф вектора  $\vec{R}_{II}$  має вигляд еліпса, витягнутого вздовж осі  $X$ , оскільки  $A_{II} > B_{II}$ .

- $\gamma = 90^\circ - K = \frac{\sqrt{2}}{2} C_{II}, Z = -\frac{\sqrt{2}}{2} C_{II}, (\Sigma P_{II})_x = \sqrt{2} C_{II} \sin 2\alpha,$

$(\Sigma P_{II})_y = 0$ . Тому годограф вектора  $\vec{R}_{II}$  – пряма лінія, довжина якої змінюється у межах від  $\sqrt{2} C_{II}$  до  $-\sqrt{2} C_{II}$ , з граничними значеннями при  $\alpha = 45^\circ$  і  $\alpha = 135^\circ$  (рис. 32, г).

- $\gamma = 180^\circ$  (опозитні двигуни) –  $K = Z = R_{II} = 0$ .

Зрівноваження результуючої сил інерції ПРМ другого порядку у відсіку, тобто одержання вектора зрівноважувальної сили  $-\vec{R}_{II}$  можливе за допомогою спеціального двовального механізму, який зрівноважує вектори  $\vec{K}$  і  $\vec{Z}$ .

### 6.2.2. Відсіки трирядних $W$ - і $Y$ -подібних двигунів

Найбільш спрощений метод побудови динамічно еквівалентних моделей за силами інерції ПРМ першого та другого порядків для трициліндрових відсіків полягає у тому, що ці відсіки подають як з'єднання двох відсіків з одним колінчастим валом: одноциліндрового відсіку  $\downarrow$  або  $\uparrow$ , який розташований посередині, та двоциліндрового  $\Upsilon$  з кутом між циліндрами  $2\gamma$  для  $W$ -подібних двигунів і кутом  $\gamma$  для  $Y$ -подібних.

Побудову ДЕМ I і ДЕМ II для трициліндрових відсіків виконують у такій послідовності: складають відомі рівняння щодо проекцій сил інерції ПРМ на координатні осі для одноциліндрового  $\downarrow$  та двоциліндрового  $\Upsilon$  відсіків, алгебричним складанням відповідних проекцій знаходять суми проекцій цих сил уже для вихідного трициліндрового відсіку, які потім наведеним вище способом перетворюють у динамічно еквівалентні моделі.

Так, для  $W$ -подібних відсіків за силами інерції ПРМ першого порядку маємо:

- для відсіку  $\downarrow$

$$(\Sigma P_I)_x = 0, \quad (\Sigma P_I)_y = C_I \cos \alpha;$$

- для відсіку  $\Psi$

$$(\Sigma P_I)_x = C_I(1 - \cos 2\gamma) \sin \alpha,$$

$$(\Sigma P_I)_y = C_I(1 + \cos 2\gamma) \cos \alpha;$$

- для відсіку  $\Psi$

$$\begin{aligned} (\Sigma P_I)_x &= C_I(1 - \cos 2\gamma) \sin \alpha = C_I[1,5 - (0,5 + \cos 2\gamma)] \sin \alpha = \\ &= A_I \sin \alpha = 1,5C_I \sin \alpha - C_I(0,5 + \cos 2\gamma) \sin \alpha = \\ &= F \sin \alpha - P \sin \alpha = F_x - P_x, \end{aligned} \quad (77)$$

$$\begin{aligned} (\Sigma P_I)_y &= C_I \cos \alpha + C_I(1 + \cos 2\gamma) \cos \alpha = \\ &= C_I \cos \alpha + C_I[1,5 - (0,5 - \cos 2\gamma)] \cos \alpha = \\ &= C_I[1,5 + (0,5 + \cos 2\gamma)] \cos \alpha = B_I \cos \alpha = \\ &= 1,5C_I \cos \alpha + C_I(0,5 + \cos 2\gamma) \cos \alpha = \\ &= F \cos \alpha + P \cos \alpha = F_y + P_y. \end{aligned} \quad (78)$$

Таким чином, динамічно еквівалентна модель відсіку W-подібного двигуна за силами інерції ПРМ першого порядку – це система двох векторів  $\vec{F}$  і  $\vec{P}$  сталої величини ( $F = 1,5C_I$  і  $P = C_I(0,5 + \cos 2\gamma)$ ), які обертаються у площині відсіку з кутовою швидкістю  $\omega$  у протилежних напрямках. Годограф радіуса-вектора  $\vec{R}_I = \vec{F} + \vec{P}$  результуючої сил інерції ПРМ першого порядку у загальному випадку являє собою еліпс із півосями

$$A_{I(x)} = C_I[1,5 - (0,5 + \cos 2\gamma)], \quad (79)$$

$$B_{I(y)} = C_I[1,5 + (0,5 + \cos 2\gamma)]. \quad (80)$$

Вектор  $\vec{F}$  спрямований уздовж кривошипа і обертається разом з ним. Величина вектора  $\vec{P}$  залежить від кута  $\gamma$  між циліндрами, а його положення відносно координатних осей визначається знаком функції  $(0,5 + \cos 2\gamma)$ . Із залежностей (77) – (80) можна зробити висновок, що для W-подібних двигунів з  $\gamma = 60^\circ$  і Y-подібних з  $\gamma = 120^\circ$   $P = 0$ , а  $A_I = B_I = 1,5C_I$ , тобто годографом результуючого радіуса-вектора  $\vec{R}_I$  є коло радіусом  $1,5C_I$ .

За силами інерції ПРМ другого порядку для відсіків W-подібних двигунів маємо:

- для відсіку  $\downarrow$

$$(\Sigma P_{II})_x = 0, \quad (\Sigma P_{II})_y = C_{II} \cos 2\alpha;$$

- для відсіку  $\nabla$  (з кутом між циліндрами  $2\gamma$ )

$$(\Sigma P_{II})_x = C_{II} (\cos \gamma - \cos 3\gamma) \sin 2\alpha,$$

$$(\Sigma P_{II})_y = C_{II} (\cos \gamma + \cos 3\gamma) \cos 2\alpha;$$

- для відсіку  $\Psi$

$$\begin{aligned} (\Sigma P_{II})_x &= C_{II} (\cos \gamma - \cos 3\gamma) \sin 2\alpha = A_{II} \sin 2\alpha = \\ &= C_{II} \sin 2\alpha [(0,5 + \cos \gamma) - (0,5 + \cos 3\gamma)] = \\ &= C_{II} (0,5 + \cos \gamma) \sin 2\alpha - C_{II} (0,5 + \cos 3\gamma) \sin 2\alpha = \\ &= K \sin 2\alpha - Z \sin 2\alpha = K_x - Z_x, \end{aligned} \quad (81)$$

$$\begin{aligned} (\Sigma P_{II})_y &= C_{II} \cos 2\alpha + C_{II} (\cos \gamma + \cos 3\gamma) \cos 2\alpha = \\ &= C_{II} (1 + \cos \gamma + \cos 3\gamma) \cos 2\alpha = B_{II} \cos 2\alpha = \\ &= C_{II} \cos 2\alpha [(0,5 + \cos \gamma) + (0,5 + \cos 3\gamma)] = \\ &= C_{II} (0,5 + \cos \gamma) \cos 2\alpha + C_{II} (0,5 + \cos 3\gamma) \cos 2\alpha = \\ &= K \cos 2\alpha + Z \cos 2\alpha = K_y + Z_y. \end{aligned} \quad (82)$$

Формули (81) і (82) свідчать про те, що ДЕМ II трициліндрових відсіків W- і Y-подібних двигунів і їхні властивості аналогічні ДЕМ II двоциліндрових відсіків V-подібних двигунів. Основні параметри цих моделей (довжини півосей еліпса годографа результуючого вектора  $\vec{R}_{II}$  і допоміжних векторів  $\vec{K}$  і  $\vec{Z}$ ) для відсіку W-подібних двигунів визначатимуться залежностями

$$A_{II(x)} = C_{II} (\cos \gamma - \cos 3\gamma), \quad B_{II(y)} = C_{II} (1 + \cos \gamma + \cos 3\gamma),$$

$$K = C_{II} (0,5 + \cos \gamma), \quad Z = C_{II} (0,5 + \cos 3\gamma).$$

Зрівноваження незрівноважених результуючих сил інерції ПРМ першого та другого порядків у трициліндрових відсіках відбувається таким же чином, як і в двоциліндрових.

### 6.2.3. Відсіки чотирирядних і зіркоподібних двигунів

Методика побудови ДЕМ I і ДЕМ II таких відсіків подібна до методики побудови їх для трициліндрових відсіків, яку викладено вище, тобто чотири-, п'яти-, семи- або дев'ятициліндрові відсіки подають як композицію з двох елементарних двоциліндрових відсіків, або одного одноциліндрового і одного трициліндрового, або двоциліндрового і трициліндрового, або двох трициліндрових і т. д. (рис. 33). Потім складають рівняння щодо сум проєкцій результуючої сили інерції на координатні осі, використовуючи одержані вище залежності (50), (51), (60), (61), (68), (69), (72), (73) для сум проєкцій цих сил у одноциліндровому, двоциліндровому або трициліндровому відсіках. Шляхом перетворення цих рівнянь знаходять залежності для довжин півосей  $A$  та  $B$  еліптичного годографа результуючої та величини допоміжних векторів  $F$ ,  $P$ ,  $K$  і  $Z$ .

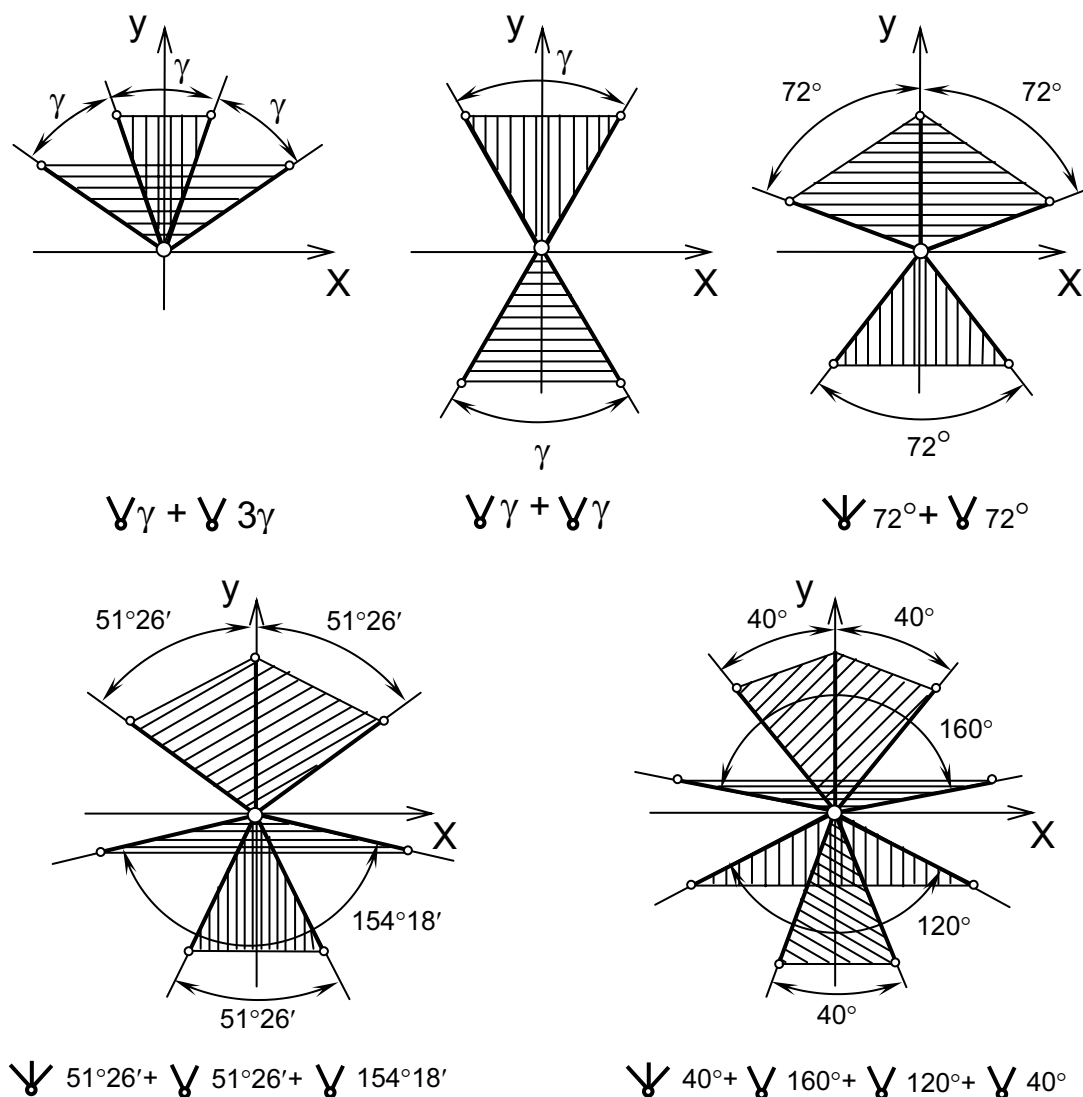


Рис. 33. Можливі схеми подання чотири-, п'яти-, семи- та дев'ятициліндрових відсіків як композицій з елементарних дво- і трициліндрових відсіків

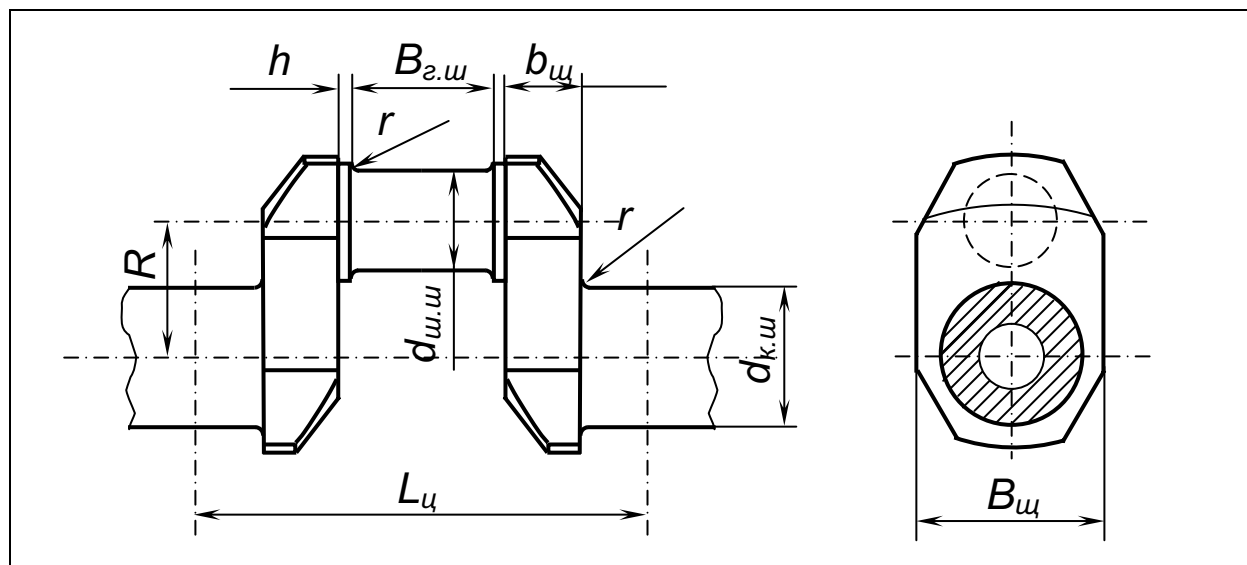
Але при цьому слід додержуватися таких правил:

- одні й ті ж циліндри не повинні входити у різні елементарні відсіки, на які розбивається вихідний відсік;
- координатні осі  $X$ – $Y$  треба розташовувати таким чином, щоб вибрані елементарні відсіки були розміщені симетрично відносно осі  $X$ , а осі цих відсіків збігалися з віссю  $Y$ ;
- при визначенні проєкцій сил інерції на вісь  $Y$  для елементарних відсіків, що розташовуються нижче осі  $X$ , необхідно враховувати, що вони будуть зі знаком „–”.

## Додаток А

Таблиця А.1

Розміри елементів колінчастих валів однорядних двигунів [5 – 7]



| № п/п | Параметри                                     | Авіаційні й автомобільні двигуни                  |  | Швидкохідні судові та тепловозні дизелі |
|-------|---|---|--|---|
|       |   | Карбюраторні та газові                            | Дизелі   |   |
| 1     | Відстань між серединами корінних опор $L_{ц}$ | $(1,1...1,5)D$                                    | $(1,1...1,4)D$                                   | $(1,1...1,5)D^*$<br>$(1,3...1,6)D^{**}$ |
| 2     | Діаметр шатунних шийок $d_{ш.ш}$              | $(0,5...0,65)D$                                   | $(0,6...0,85)D$                                  | $(0,56...0,75)D$                        |
| 3     | Діаметр корінних шийок $d_{к.ш}$              | $(0,60...0,75)D$                                  | $(0,6...0,90)D$                                  | $(0,7...1,0)D$                          |
| 4     | Товщина щік цілих колін $b_{ш}$               | $(0,15...0,30)d_{ш.ш}$                            | $(0,20...0,35)d_{ш.ш}$                           | $(0,3...0,5)d_{ш.ш}$                    |
| 5     | Ширина щік цілих колін $B_{ш}$                | $(1,20...1,55)d_{ш.ш}$                            | $(1,45...2,0)d_{ш.ш}$                            | $(1,45...2,0)d_{ш.ш}$                   |
| 6     | Радіуси галтелей $r$                          | $(0,06...0,09)d_{ш.ш}$ ,<br>але не менше 2...3 мм | $(0,08...0,1)d_{ш.ш}$ ,<br>але не менше 2...3 мм | $(0,06...0,1)d_{ш.ш}$                   |
| 7     | Товщина кривошипної головки шатуна $B_{г.ш}$  | $(0,45...0,6)d_{ш.ш}$                             | $(0,55...0,72)d_{ш.ш}$                           | $(0,50...1,20)d_{ш.ш}$                  |
| 8     | Довжина буртика $h$                           | 0,5...1,0 мм                                      |  |   |

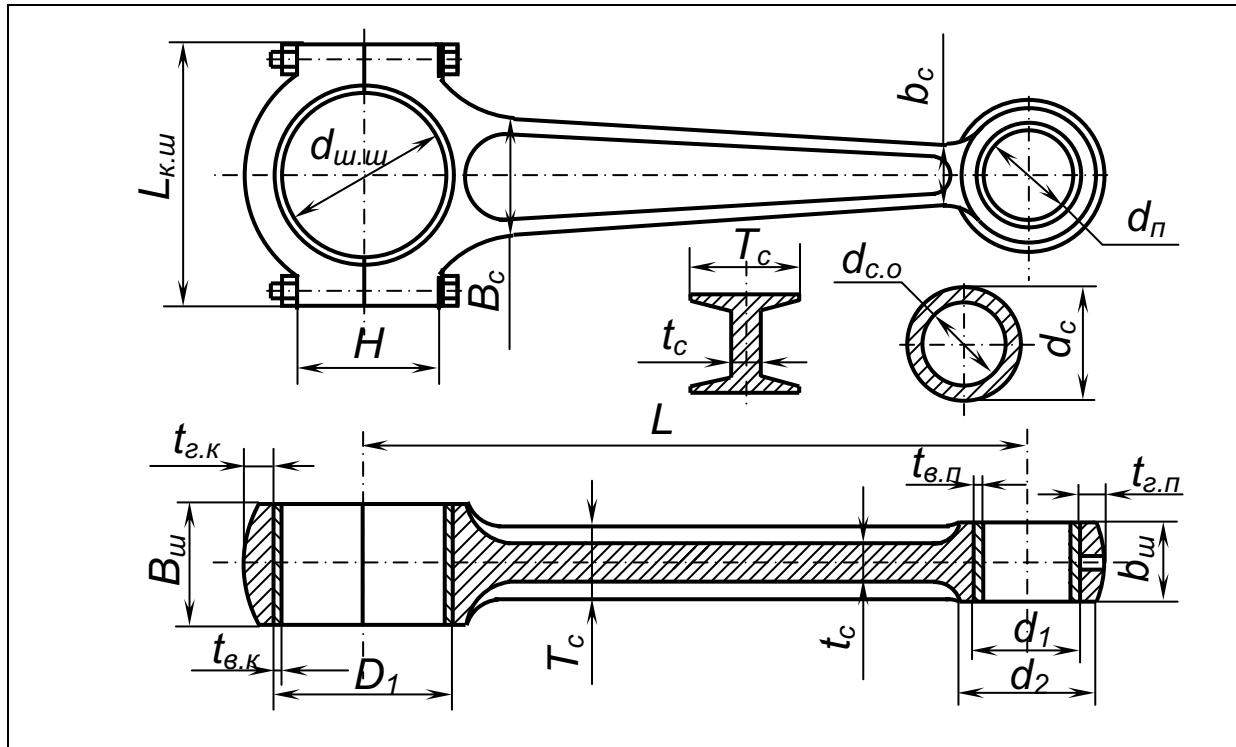
\* Для чотиритактних двигунів.

\*\* Для двотактних двигунів.



Таблиця А.2

Розміри елементів шатунів однорядних двигунів [5 – 7]



| № п/п | Параметри  | Авіаційні та легкі двигуни великої потужності | Автомобільні та тракторні двигуни | Судові, тепловозні та стаціонарні дизелі |
|-------|--|---|-----------------------------------|--|
| 1     | Товщина поршневої головки $b_{ш}$  | Див. табл. А.3                                |                                   |  |
| 2     | Товщина кривошипної головки $B_{ш}$  | $(0,35...0,52)d_{ш.ш}$                        | $(0,51...0,72)d_{ш.ш}$            | $(0,5...1,5)d_{ш.ш}$                     |
| 3     | Ширина кривошипної головки $L_{к.ш}^*$   | $(1,58...1,73)d_{ш.ш}$                        |                                   | $(1,5...1,6)d_{ш.ш}$                     |
| 4     | Діаметр отвору поршневої головки $d_1$   | $d_{п} + 2t_{п}^{**}$                         |                                   | $(1,1...1,5)d_{п}^{**}$                  |
| 5     | Діаметр поршневої головки $d_2$  | $(1,2...1,6)d_{п}$                            |                                   | $(1,3...1,7)d_{п}$                       |
| 6     | Товщина стінки поршневої головки $t_{э.п}$   | 3...10 мм                                     |                                   | 7...12 мм                                |
| 7     | Товщина втулки поршневої головки $t_{э.п}$ :<br>– сталевій<br>– із листової бронзи | 1...2,5 мм<br>0,8 мм                          |                                   | 1...4 мм                                 |
| 8     | Товщина стінки кривошипної головки $t_{э.к}$                                       | $(0,1...0,2)d_{ш.ш}$                          | $(0,15...0,25)d_{ш.ш}$            | $(0,2...0,4)d_{ш.ш}$                     |

## Закінчення табл. А.2

| № п/п | Параметри   | Авіаційні та легкі двигуни великої потужності                | Автомобільні та тракторні двигуни                | Судові, тепловозні та стаціонарні дизелі |
|-------|---|--|--|--|
| 9     | Товщина укладки кривошипної головки<br>$t_{в.к.}$ :<br>– сталевій<br>– бронзовій  |  | 1...3 мм<br>3...8 мм                             | $(0,06...0,10)d_{ш.ш}$                   |
| 10    | Діаметр отвору кривошипної головки<br>$D_1$ :<br>– для сталевих укладок<br>– для бронзових укладок  |  | $d_{ш.ш} + (1...3)$ мм<br>$d_{ш.ш} + (3...8)$ мм | $(1,12...1,20)d_{ш.ш}$                   |
| 11    | Висота кривошипної головки $H$  | $(1...1,3)d_{ш.ш}$   |  |  |
| 12    | Мінімальні розміри стержня шатуна:<br>– двотаврового перерізу:<br>$t_c$<br>$T_c$<br>$b_c$<br>– круглого перерізу з центральним отвором:<br>$d_c$<br>$d_{c.o}$ | 3...6 мм<br>$(0,26...0,36)d_{ш.ш}$<br>$(0,40...0,54)d_{ш.ш}$ |  | –  |
|       |   | –  | $(0,22...0,32)D$<br>$(0,6...0,7)d_c$             | $(0,25...0,37)D$<br>$(0,25...0,5)d_c$    |
| 13    | Діаметри шатунних болтів:<br>– чотиритактних двигунів<br>– двотактних двигунів  | $(0,18...0,25)d_{ш.ш}$<br>$(0,13...0,16)d_{ш.ш}$             |  |  |

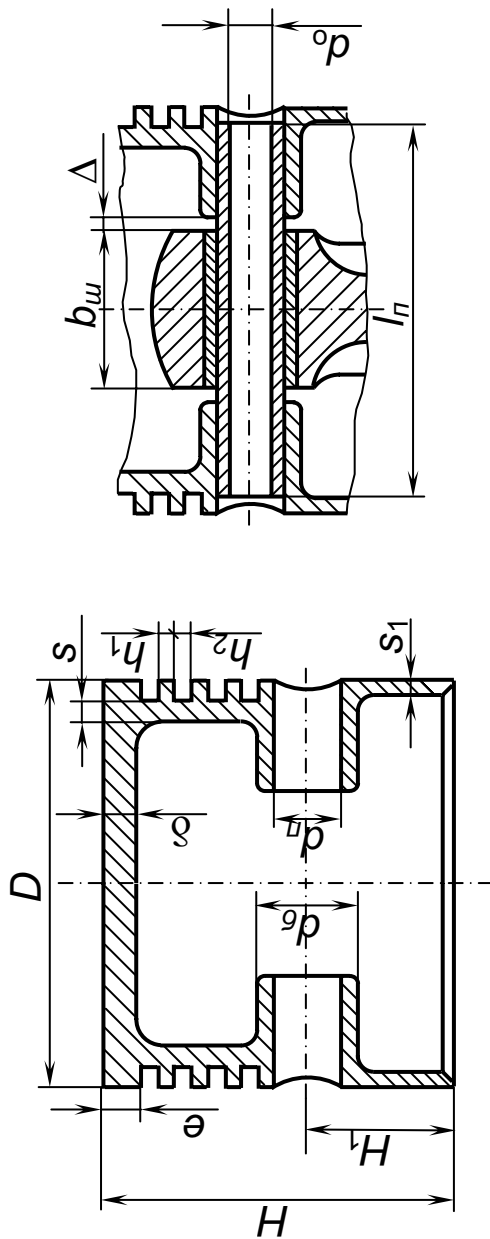
\* Ширину кривошипної головки шатуна  $L_{к.ш}$  вибирають переважно з умови проходження шатуна крізь його циліндр при розбиранні двигуна. Якщо діаметр шатунної шийки КВ  $d_{ш.ш}$  досить великий і ширина  $L_{к.ш}$  більша, ніж діаметр циліндра, кривошипну головку шатуна виконують з косим розніманням або шпильками, що працюють на зріз.

\*\* Діаметр пальця поршня  $d_p$  дивись у табл. А.3.

Таблиця А.3

Розміри елементів корпусу поршня, поршневого пальця та поршневих кілець [5 – 7]

| № п/п | Параметри  | Авіаційні та легкі двигуни великої потужності |                  | Автомобільні та тракторні двигуни |                   | Судові, тепловозні та стаціонарні двигуни |
|-------|--|---|------------------|-----------------------------------|-------------------|---|
|       |  | Карбюраторні                                  | Дизелі           | Карбюраторні                      | Дизелі            |   |
| 1     | Товщина днаща $\delta$ :<br>– чавунного і алюмінієвого, що не охолоджуються<br>– чавунного і алюмінієвого, що охолоджуються, та сталевого, що не охолоджується | (0,04...0,07) $D$                             | (0,1...0,20) $D$ | (0,05...0,08) $D$                 | (0,1...0,20) $D$  | (0,08...0,20) $D$                         |
|       |  | –   | –                | (0,05...0,10) $D$                 | (0,05...0,10) $D$ | (0,04...0,08) $D$                         |



Продовження табл. А.3

| № п/п | Параметри  | Авіаційні та легкі двигуни великої потужності |                   | Автомобільні та тракторні двигуни |                | Судові, тепловозні та стаціонарні двигуни |
|-------|--|---|-------------------|-----------------------------------|----------------|---|
|       |  | Карбюраторні                                  | Дизелі            | Карбюраторні                      | Дизелі         |   |
| 2     | Відстань від кромки поршня до першого кільця $e$ | (0,6...1,2)δ                                  | (0,8...1,5)δ      | (0,5...1,5)δ<br>(0,06...0,09)D    | (1,0...2,0)δ   | (0,6...2,0)δ                              |
| 3     | Товщина циліндричної стінки головки поршня S     | (0,06...0,12)D                                |                   | (0,05...0,10)D                    |                | (0,05...0,08)D                            |
| 4     | Довжина поршня $H^*$                             | (0,5...0,8)D                                  | (0,6...1,0)D      | (0,9...1,3)D                      | (1,16...1,54)D | (1,0...1,7)D                              |
| 5     | Відстань від осі пальця до нижньої кромки $H_1$  | (0,35...0,45)D                                |                   | (0,41...0,61)D                    | (0,5...1,2)D   | (0,7...0,9)D                              |
| 6     | Діаметр пальця $d_p$                             | (0,25...0,35)D                                | (0,30...0,50)D    | (0,22...0,30)D                    | (0,30...0,45)D | (0,35...0,50)D                            |
| 7     | Діаметр бобишок $d_\delta$                       |   | (1,3...1,6) $d_p$ |                                   |                | (1,4...1,7) $d_p$                         |
| 8     | Діаметр внутрішнього отвору пальця $d_o$         |   | (0,6...0,8) $d_p$ |                                   |                | (0,4...0,7) $d_p$                         |
| 9     | Товщина стінки юбки поршня $S_1$                 | (0,02...0,03)D                                |                   |                                   | 2...5 мм       | (1/3...1/2)S                              |
| 10    | Кількість компресійних кілець $i$                | 2...3   | 3...4             | 2...4                             | 3...4          | 4...6                                     |
| 11    | Товщина кільця (радіальна) $t$                   | (1/25...1/32)D                                |                   | (1/22...1/26)D                    |                | (1/25...1/35)D                            |
| 12    | Висота компресійних кілець $h_2$                 | (0,3...0,6)t                                  |                   | 2,2...4 мм                        |                | (0,5...1,0)t                              |
| 13    | Ширина перемички поміж канавками $h_1$           |   | (0,03...0,05)D    |                                   |                | (1,0...1,3) $h_2$                         |
| 14    | Кількість мастилознімальних кілець $i_m$         |   | 1...3             |                                   |                | 1...4                                     |

Закінчення табл. А.3

| № п/п | Параметри   | Авіаційні та легкі двигуни великої потужності |        | Автомобільні та тракторні двигуни |        | Судові, тепловозні та стаціонарні двигуни                 |
|-------|---|---|--------|-----------------------------------|--------|---|
|       |   | Карбюраторні                                  | Дизелі | Карбюраторні                      | Дизелі |   |
| 15    | Довжина поршневого пальця $l_p$ :<br>– закріпленого<br>– плаваючого   |   |        |                                   |        | (0,88...0,93) $D$<br>(0,80...0,87) $D$                    |
| 16    | Товщина поршневої головки шатуна залежно від кріплення поршневого пальця $b_{ш}$ :<br>– закріпленого у бобишках<br>– закріпленого у шатуні<br>– для плаваючого пальця |   |        |                                   |        | (0,4...0,6) $D$<br>(0,28...0,38) $D$<br>(0,33...0,45) $D$ |
| 17    | Зазор поміж бобишками та головкою шатуна $\Delta$   |   |        |                                   |        | 0,8...1,2 мм  |

\*Довжину поршня  $H$  подано для чотиритактного двигуна. Для двотактного двигуна довжину поршня  $H$  вибирають за умови, що в його положенні у ВМТ він закриває своїми нижніми компресійними або мастилознімальними кільцями випускні та впускні вікна циліндра.

## Додаток Б

Таблиця Б.1

Результати динамічного розрахунку кривошипно-шатунного механізму одного циліндра

| $\alpha$ ,<br>град. | $S_{пн}$ ,<br>м | $V_{пн}$ ,<br>м/с | $j_{пн}$ ,<br>м/с <sup>2</sup> | $p$ , МПа |       |          |           |           |          |       | $n$ | $k$ | $z$ | $t$ |
|---------------------|-----------------|-------------------|--------------------------------|-----------|-------|----------|-----------|-----------|----------|-------|-----|-----|-----|-----|
|                     |                 |                   |                                | $p_2$     | $p_i$ | $p_{j1}$ | $p_{j11}$ | $p_{j11}$ | $p_{j1}$ | $p_1$ |     |     |     |     |
| 1                   | 2               | 3                 | 4                              | 5         | 6     | 7        | 8         | 9         | 10       | 11    | 12  | 13  |     |     |
| 0                   |                 |                   |                                |           |       |          |           |           |          |       |     |     |     |     |
| 10                  |                 |                   |                                |           |       |          |           |           |          |       |     |     |     |     |
| 20                  |                 |                   |                                |           |       |          |           |           |          |       |     |     |     |     |
| ...                 |                 |                   |                                |           |       |          |           |           |          |       |     |     |     |     |
| 720                 |                 |                   |                                |           |       |          |           |           |          |       |     |     |     |     |

Таблиця Б.2\*

Результати динамічного розрахунку кривошипно-шатунного механізму V-подібного двигуна зі зчленованими шатунами

| Головний циліндр    |           |                  |           | Боковий циліндр |                       |            |           |            |            |            | Відсік           |                  |                    |           |
|---------------------|-----------|------------------|-----------|-----------------|-----------------------|------------|-----------|------------|------------|------------|------------------|------------------|--------------------|-----------|
| $\alpha$ ,<br>град. | $n$       | $n_{\Sigma}$     | $z$       | $t$             | $\alpha_i$ ,<br>град. | $p_{11}$   | $k_i$     | $n'_i$     | $z_i$      | $t_i$      | $z_{\Sigma}$     | $t_{\Sigma}$     | $z_{\Sigma}+c$     | $q$       |
|                     |           |                  |           |                 |                       |            |           |            |            |            |                  |                  |                    |           |
| 1                   | 2         | 3                | 4         | 5               | 6                     | 7          | 8         | 9          | 10         | 11         | 12               | 13               | 14                 | 15        |
| 0                   | $n_0$     | $n_{\Sigma 0}$   | $z_0$     | $t_0$           | 300                   | $p_{1300}$ | $k_{300}$ | $n'_{300}$ | $z_{i300}$ | $t_{i300}$ | $z_{\Sigma 0}$   | $t_{\Sigma 0}$   | $z_{\Sigma 0}+c$   | $q_0$     |
| 10                  | $n_{10}$  | $n_{\Sigma 10}$  | $z_{10}$  | $t_{10}$        | 310                   | $p_{1310}$ | $k_{310}$ | $n'_{310}$ | $z_{i310}$ | $t_{i310}$ | $z_{\Sigma 10}$  | $t_{\Sigma 10}$  | $z_{\Sigma 10}+c$  | $q_{10}$  |
| ...                 |           |                  |           |                 |                       |            |           |            |            |            |                  |                  |                    |           |
| 420                 | $n_{420}$ | $n_{\Sigma 420}$ | $z_{420}$ | $t_{420}$       | 0                     | $p_{10}$   | $k_0$     | $n'_{i0}$  | $z_{i0}$   | $t_{i0}$   | $z_{\Sigma 420}$ | $t_{\Sigma 420}$ | $z_{\Sigma 420}+c$ | $q_{420}$ |
| ...                 |           |                  |           |                 |                       |            |           |            |            |            |                  |                  |                    |           |

\* Таблицю складено на прикладі V-подібного чотиритактного двигуна з кутом  $\gamma = 60^\circ$ .

Таблиця Б.3\*

Сили і крутні моменти, що діють на шатунні та корінні шийки колінчастого вала однорядного двигуна

| $\alpha$ , град | Коліно 1  |           |           |              |           | $t_{K1-2}$ | Коліно 2  |           |                      |                   |  | $t_{K2-3}$ |
|-----------------|-----------|-----------|-----------|--------------|-----------|------------|-----------|-----------|----------------------|-------------------|--|------------|
|                 | $Z_1$     | $t_1$     | $q_1$     | $t_{w1}$     | 6         |            | $Z_2$     | $t_2$     | $q_2$                | $t_{w2}$          |  |            |
| 1               | 2         | 3         | 4         | 5            | 6         | 7          | 8         | 9         | 10                   | 11                |  |            |
| 0               | $Z_0$     | $t_0$     | $q_0$     | $0,5t_0$     | $t_0$     | $Z_{180}$  | $t_{180}$ | $q_{180}$ | $t_0+0,5t_{180}$     | $t_0+t_{180}$     |  |            |
| 10              | $Z_{10}$  | $t_{10}$  | $q_{10}$  | $0,5t_{10}$  | $t_{10}$  | $Z_{190}$  | $t_{190}$ | $q_{190}$ | $t_{10}+0,5t_{190}$  | $t_{10}+t_{190}$  |  |            |
| 20              |           |           |           |              |           |            |           |           |                      |                   |  |            |
| ...             |           |           |           |              |           |            |           |           |                      |                   |  |            |
| ...             |           |           |           |              |           |            |           |           |                      |                   |  |            |
| 180             | $Z_{180}$ | $t_{180}$ | $q_{180}$ | $0,5t_{180}$ | $t_{180}$ | $Z_{360}$  | $t_{360}$ | $q_{360}$ | $t_{180}+0,5t_{360}$ | $t_{180}+t_{360}$ |  |            |
| ...             |           |           |           |              |           |            |           |           |                      |                   |  |            |
| ...             |           |           |           |              |           |            |           |           |                      |                   |  |            |
| 360             | $Z_{360}$ | $t_{360}$ | $q_{360}$ | $0,5t_{360}$ | $t_{360}$ | $Z_{540}$  | $t_{540}$ | $q_{540}$ | $t_{360}+0,5t_{540}$ | $t_{360}+t_{540}$ |  |            |
| ...             |           |           |           |              |           |            |           |           |                      |                   |  |            |
| ...             |           |           |           |              |           |            |           |           |                      |                   |  |            |
| 540             | $Z_{540}$ | $t_{540}$ | $q_{540}$ | $0,5t_{540}$ | $t_{540}$ | $Z_0$      | $t_0$     | $q_0$     | $t_{540}+0,5t_0$     | $t_{540}+t_0$     |  |            |
| ...             |           |           |           |              |           |            |           |           |                      |                   |  |            |
| ...             |           |           |           |              |           |            |           |           |                      |                   |  |            |
| 720             | $Z_0$     | $t_0$     | $q_0$     | $0,5t_0$     | $t_0$     | $Z_{180}$  | $t_{180}$ | $q_{180}$ | $t_0+0,5t_{180}$     | $t_0+t_{180}$     |  |            |

Закінчення табл. Б.3

| $\alpha$ ,<br>град. | КОЛІНО 3  |           |           |                              |                             | $t_{к3-4}$                | КОЛІНО 4  |           |           |  |   | $t_{к4-0}$ | $M_D$         |   |
|---------------------|-----------|-----------|-----------|------------------------------|-----------------------------|---------------------------|-----------|-----------|-----------|--|---|------------|---------------|---|
|                     | $t_{ш3}$  |           | $t_{ш4}$  |                              | $Z_4$                       |                           | $t_4$     |           | $t_{ш4}$  |  | $Z_0$                                   |            |               | $t_0+t_{180}+$<br>$+t_{540}+0,5t_{360}$ |
|                     | $Z_3$     | $t_3$     | $q_3$     | $t_{ш3}$                     |                             |                           | $15$      | $16$      | $17$      | $18$                                       |   |            |               |   |
| 1                   |           | 12        | 13        | 14                           | 15                          | 16                        | 17        | 18        | 19        | 20   | 21                                      |            | Н·М           |   |
| 0                   | $Z_{540}$ | $t_{540}$ | $q_{540}$ | $t_0+t_{180}+0,5t_{540}$     | $t_0+t_{180}+0,5t_{540}$    | $t_0+t_{180}+t_{540}$     | $Z_{360}$ | $t_{360}$ | $q_{360}$ | $t_0+t_{180}+$<br>$+t_{540}+0,5t_{360}$    | $t_0+t_{180}+$<br>$+t_{540}+t_{360}$    |            | $t_{к40}RF_n$ |   |
| 10                  | $Z_{550}$ | $t_{550}$ | $q_{550}$ | $t_{10}+t_{190}+0,5t_{550}$  | $t_{10}+t_{190}+0,5t_{550}$ | $t_{10}+t_{190}+t_{550}$  | $Z_{370}$ | $t_{370}$ | $q_{370}$ | $t_{10}+t_{190}+$<br>$+t_{550}+0,5t_{370}$ | $t_{10}+t_{190}+$<br>$+t_{550}+t_{370}$ |            |               |   |
| 20                  |           |           |           |                              |                             |                           |           |           |           |  |   |            |               |   |
| ...                 |           |           |           |                              |                             |                           |           |           |           |  |   |            |               |   |
| 180                 | $Z_0$     | $t_0$     | $q_0$     | $t_{180}+t_{360}+0,5t_0$     | $t_{180}+t_{360}+t_0$       | $t_{180}+t_{360}+t_0$     | $Z_{540}$ | $t_{540}$ | $q_{540}$ | $t_{180}+t_{360}+$<br>$+t_0+0,5t_{540}$    | $t_{180}+t_{360}+$<br>$+t_0+t_{540}$    |            |               |   |
| ...                 |           |           |           |                              |                             |                           |           |           |           |  |   |            |               |   |
| 360                 | $Z_{180}$ | $t_{180}$ | $q_{180}$ | $t_{360}+t_{540}+0,5t_{180}$ | $t_{360}+t_{540}+t_{180}$   | $t_{360}+t_{540}+t_{180}$ | $Z_0$     | $t_0$     | $q_0$     | $t_{360}+t_{540}+$<br>$+t_{180}+0,5t_0$    | $t_{360}+t_{540}+$<br>$+t_{180}+t_0$    |            |               |   |
| ...                 |           |           |           |                              |                             |                           |           |           |           |  |   |            |               |   |
| 540                 | $Z_{360}$ | $t_{360}$ | $q_{360}$ | $t_{540}+t_0+0,5t_{360}$     | $t_{540}+t_0+t_{360}$       | $t_{540}+t_0+t_{360}$     | $Z_{180}$ | $t_{180}$ | $q_{180}$ | $t_{540}+t_0+$<br>$+t_{360}+0,5t_{180}$    | $t_{540}+t_0+$<br>$+t_{360}+t_{180}$    |            |               |   |
| ...                 |           |           |           |                              |                             |                           |           |           |           |  |   |            |               |   |
| ...                 |           |           |           |                              |                             |                           |           |           |           |  |   |            |               |   |
| 720                 | $Z_{540}$ | $t_{540}$ | $q_{540}$ | $t_0+t_{180}+0,5t_{540}$     | $t_0+t_{180}+t_{540}$       | $t_0+t_{180}+t_{540}$     | $Z_{360}$ | $t_{360}$ | $q_{360}$ | $t_0+t_{180}+$<br>$+t_{540}+0,5t_{360}$    | $t_0+t_{180}+$<br>$+t_{540}+t_{360}$    |            |               |   |

\* Таблицю складено на прикладі чотиритактного чотирициліндрового двигуна.



Таблиця Б.4

Найнебезпечніші сполучення сил,  
які діють на коліно вала

| Номер коліна | Кут обертання вала град. | Кут з початку циклу на коліні | Z          | t          | q          | $t_{k-i-(i+1)}$ |
|--------------|--------------------------|-------------------------------|------------|------------|------------|-----------------|
|              |                          |                               |            |            |            |                 |
| 1            | 2                        | 3                             | 4          | 5          | 6          | 7               |
| 1            | $\alpha_{z'}$            | $\alpha_{1z}$                 | $Z_{1max}$ | $t_{1z}$   | $q_{1z}$   | $t_{1kz}$       |
|              | $\alpha_{T'}$            | $\alpha_{1T}$                 | $Z_{1T}$   | $t_{1max}$ | $q_{1T}$   | $t_{1kT}$       |
|              | $\alpha_{Q'}$            | $\alpha_{1Q}$                 | $Z_{1Q}$   | $t_{1Q}$   | $q_{1max}$ | $t_{1kQ}$       |
|              | $\alpha_{M'}$            | $\alpha_{1M}$                 | $Z_{1M}$   | $t_{1M}$   | $q_{1M}$   | $t_{1kmax}$     |
| 2            | $\alpha_{z''}$           | $\alpha_{2z}$                 | $Z_{2max}$ | $t_{2z}$   | $q_{2z}$   | $t_{2kz}$       |
|              | $\alpha_{T''}$           | $\alpha_{2T}$                 | $Z_{2T}$   | $t_{2max}$ | $q_{2T}$   | $t_{2kT}$       |
|              | $\alpha_{Q''}$           | $\alpha_{2Q}$                 | $Z_{2Q}$   | $t_{2Q}$   | $q_{2max}$ | $t_{2kQ}$       |
|              | $\alpha_{M''}$           | $\alpha_{2M}$                 | $Z_{2M}$   | $t_{2M}$   | $q_{2M}$   | $t_{2kmax}$     |
| ...          | ...                      | ...                           | ...        | ...        | ...        | ...             |

## Додаток В

Таблиця В.1

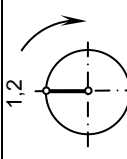
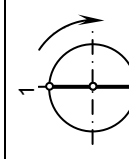
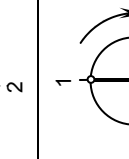
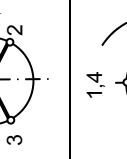
### Фази газорозподілу чотиритактних двигунів

| №<br>п/п                         | ТИП ДВИГУНІВ                                    | ВПУСК                                     |   | ВИПУСК                                    |   |
|----------------------------------|---|---|---|---|---|
|                                  |   | Відкриття<br>до ВМТ<br>$\alpha_1$ , град. | Закриття<br>після НМТ<br>$\alpha_2$ , град. | Відкриття<br>до НМТ<br>$\alpha_3$ , град. | Закриття<br>після ВМТ<br>$\alpha_4$ , град. |
| Карбюраторні, інжекторні, газові |   |   |   |   |   |
| 1                                | Авіаційні й інші легкі<br>підвищеної потужності | 10...75                                   | 30...70                                     | 40...80                                   | 15...50                                     |
| 2                                | Автомобільні<br>середньої потужності            | 5...25                                    | 40...70                                     | 45...65                                   | 5...25                                      |
| 3                                | Тракторні та для<br>вантажних автомобілів       | 10...25                                   | 30...55                                     | 35...60                                   | 0...30                                      |
| 4                                | Швидкохідні судові та<br>тепловозні:            |   |   |   |   |
|                                  | – без наддування                                | 20...40                                   | 30...45                                     | 40...60                                   | 25...35                                     |
|                                  | – з наддуванням                                 | 40...75                                   | 30...50                                     | 40...60                                   | 30...60                                     |
| Дизелі                           |   |   |   |   |   |
| 5                                | – без наддування                                | 15...20                                   | 20...50                                     | 20...50                                   | 15...25                                     |
|                                  | – з наддуванням                                 | 80...50                                   | 40...50                                     | 40...50                                   | 50...60                                     |

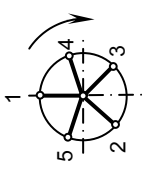
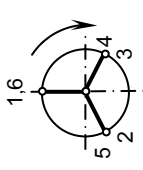
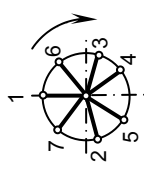
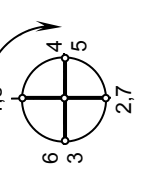
## Додаток Г

Таблиця Г.1

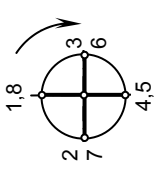
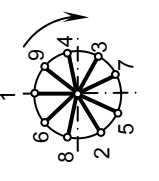
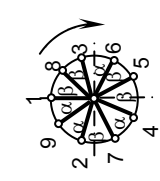
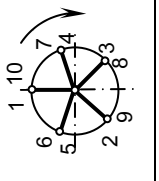
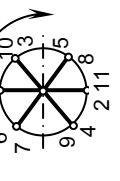
Схеми розташування кривошипів, черговість роботи циліндрів і найбільші значення незрівноважених сил і моментів однорядних двигунів [5]

| Кількість циліндрів $i$     | Схеми розташування кривошипів   | Кут поміж кривошипами $\varphi_k$ , град. | Кут поміж шпалахами $\Delta\alpha_k$ , град. | Черговість роботи циліндрів | Незрівноважені сили |                 |                  | Незрівноважені моменти |                   |                     |
|-----------------------------|---|---|--|-----------------------------|---------------------|-----------------|------------------|------------------------|-------------------|---------------------|
|                             |   |   |  |                             | $\Sigma C$          | $\Sigma C_I$    | $\Sigma C_{II}$  | $\Sigma M_C$           | $\Sigma M_{C_I}$  | $\Sigma M_{C_{II}}$ |
| <b>Чотиритактні двигуни</b> |   |   |  |                             |                     |                 |                  |                        |                   |                     |
| 2                           |    | 360                                       | 360  | 1-2                         | 2C                  | 2C <sub>I</sub> | 2C <sub>II</sub> | 0                      | 0                 | 0                   |
| 2                           |    | 180                                       | 180 і 540                                    | 1-2                         | 0                   | 0               | 2C <sub>II</sub> | C <sub>I0</sub>        | 0                 | 0                   |
| 3                           |  | 120                                       | 240  | 1-2-3                       | 0                   | 0               | 0                | $\sqrt{3}C_{I0}$       | $\sqrt{3}C_{II0}$ | $\sqrt{3}C_{III0}$  |
| 4                           |  | 180                                       | 180  | 1-3-4-2<br>1-2-4-3          | 0                   | 0               | 4C <sub>II</sub> | 0                      | 0                 | 0                   |

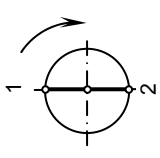
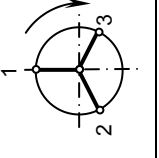
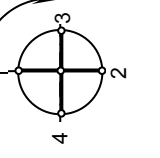
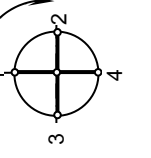
Продовження табл. Г. 1

| Кількість циліндрів $i$ | Схема розташування кривошипів   | Кут по між кривошипами $\varphi_k$ , град. | Кут по між шпалами $\Delta\alpha_i$ , град. | Черговість роботи циліндрів  | Незрівноважені сили |              |                 | Незрівноважені моменти |                      |                        |
|-------------------------|---|--|---|--|---------------------|--------------|-----------------|------------------------|----------------------|------------------------|
|                         |   |  |   |  | $\Sigma C$          | $\Sigma C_I$ | $\Sigma C_{II}$ | $\Sigma M_C$           | $\Sigma M_{C_I}$     | $\Sigma M_{C_{II}}$    |
| 5                       |    | 72   | 144   | 1-2-4-5-3  | 0                   | 0            | 0               | 0,449C <sub>l0</sub>   | 0,449C <sub>l0</sub> | 4,98C <sub>l0l0</sub>  |
| 6                       |    | 120  | 120   | 1-5-3-6-2-4<br>1-4-2-6-3-5<br>1-3-5-6-4-2                                | 0                   | 0            | 0               | 0                      | 0                    | 0                      |
| 7                       |   | 51 <sup>3</sup> /7                         | 102 <sup>6</sup> /7                         | 1-2-4-6-7-5-3  | 0                   | 0            | 0               | 0,267C <sub>l0</sub>   | 0,267C <sub>l0</sub> | 1,006C <sub>l0l0</sub> |
| 8                       |  | 90   | 90  | 1-6-2-5-8-3-7-4<br>1-6-2-4-8-3-7-5<br>1-3-7-5-8-6-2-4<br>1-3-7-4-8-6-2-5 | 0                   | 0            | 0               | 0                      | 0                    | 0                      |

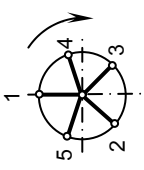
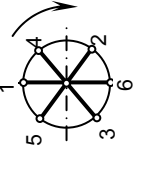
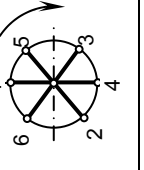
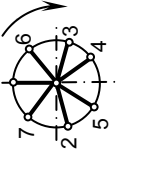
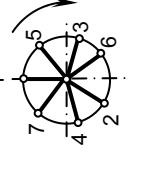
Продовження табл. Г.1

| Кількість циліндрів $i$ | Схема розташування кривошипів   | Кут поміж кривошипами $\varphi_k$ , град.       | Кут поміж ступами $\Delta\alpha_i$ , град. | Черговість роботи циліндрів                  | Незрівноважені сили |              |                 | Незрівноважені моменти |                     |                      |
|-------------------------|---|---|--|--|---------------------|--------------|-----------------|------------------------|---------------------|----------------------|
|                         |   |   |  |  | $\Sigma C$          | $\Sigma C_1$ | $\Sigma C_{II}$ | $\Sigma M_C$           | $\Sigma M_{C_1}$    | $\Sigma M_{C_{II}}$  |
| 8                       |    | 90  | 90   | 1-2-4-6-8-7-5-3                              | 0                   | 0            | 0               | 0                      | 0                   | 0                    |
| 9                       |    | 40  | 80   | 1-8-5-3-9-6-2-7-4                            | 0                   | 0            | 0               | 0,92C <sub>l0</sub>    | 0,92C <sub>l0</sub> | 1,28C <sub>ll0</sub> |
| 9                       |   | $\alpha=37^{\circ}44'$<br>$\beta=41^{\circ}08'$ | $78^{\circ}52'8$<br>$2^{\circ}16'$         | 1-2-4-6-8-9-7-5-3                            | 0                   | 0            | 0               | 0                      | 0                   | 0,19C <sub>ll0</sub> |
| 10                      |  | 72  | 72   | 1-6-2-8-4-10-5-9-3-7<br>1-6-9-3-7-10-5-2-8-4 | 0                   | 0            | 0               | 0                      | 0                   | 0                    |
| 12                      |  | 60  | 60   | 1-6-9-2-8-3-12-7-4-11-5-10                   | 0                   | 0            | 0               | 0                      | 0                   | 0                    |

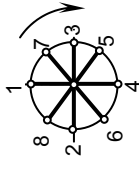
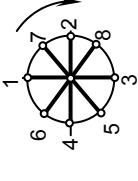
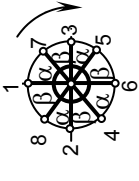
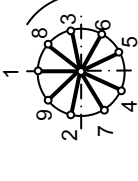
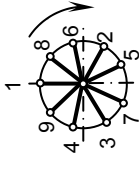
Продовження табл. Г.1

| Кількість циліндрів $i$  | Схема розташування кривошипів   | Кут по між кривошипами $\varphi_k$ , град. | Кут по між шпалами $\Delta\alpha_i$ , град. | Черговість роботи циліндрів | Незрівноважені сили |              |                 | Незрівноважені моменти |                  |                     |
|--------------------------|---|--|---|-----------------------------|---------------------|--------------|-----------------|------------------------|------------------|---------------------|
|                          |   |  |   |                             | $\Sigma C$          | $\Sigma C_I$ | $\Sigma C_{II}$ | $\Sigma M_C$           | $\Sigma M_{C_I}$ | $\Sigma M_{C_{II}}$ |
| <b>Двотактні двигуни</b> |   |  |   |                             |                     |              |                 |                        |                  |                     |
| 2                        |    | 180  | 180   | 1-2                         | 0                   | 0            | $2C_{II}$       | $C_{I0}$               | $C_{I0}$         | 0                   |
| 3                        |    | 120  | 120   | 1-2-3                       | 0                   | 0            | 0               | $\sqrt{3}C_{I0}$       | $\sqrt{3}C_{I0}$ | $\sqrt{3}C_{II0}$   |
| 4                        |   | 90   | 90  | 1-4-2-3<br>1-3-2-4          | 0                   | 0            | 0               | $\sqrt{2}C_{I0}$       | $\sqrt{2}C_{I0}$ | $4C_{II0}$          |
| 4                        |  | 90   | 90  | 1-3-4-2<br>1-2-4-3          | 0                   | 0            | 0               | $3,162C_{I0}$          | $3,162C_{I0}$    | 0                   |

Продовження табл. Г.1

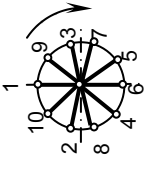
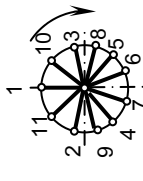
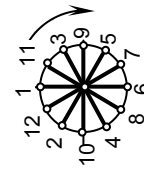
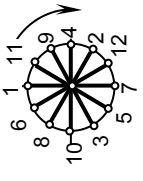
| Кількість циліндрів $i$ | Схема розташування кривошипів   | Кут поміж кривошипами $\varphi_k$ , град. | Кут поміж ступахами $\Delta\alpha_k$ , град. | Черговість роботи циліндрів | Незрівноважені сили |              |                 | Незрівноважені моменти |                      |                       |
|-------------------------|---|---|--|-----------------------------|---------------------|--------------|-----------------|------------------------|----------------------|-----------------------|
|                         |   |   |  |                             | $\Sigma C$          | $\Sigma C_1$ | $\Sigma C_{II}$ | $\Sigma M_C$           | $\Sigma M_{C_1}$     | $\Sigma M_{C_{II}}$   |
| 5                       |    | 72  | 72   | 1-5-2-3-4                   | 0                   | 0            | 0               | 0,449C <sub>l0</sub>   | 0,449C <sub>l0</sub> | 4,98C <sub>II0</sub>  |
| 6                       |    | 60  | 60   | 1-5-3-6-2-4<br>1-4-2-6-3-5  | 0                   | 0            | 0               | 3,464C <sub>l0</sub>   | 3,464C <sub>l0</sub> | 0                     |
| 6                       |   | 60  | 60   | 1-6-2-4-3-5<br>1-5-3-4-2-6  | 0                   | 0            | 0               | 0                      | 0                    | 3,464C <sub>II0</sub> |
| 7                       |  | 51 <sup>3</sup> /7                        | 51 <sup>3</sup> /7                           | 1-7-2-5-4-3-6               | 0                   | 0            | 0               | 0,267C <sub>l0</sub>   | 0,267C <sub>l0</sub> | 1,006C <sub>II0</sub> |
| 7                       |  | 51 <sup>3</sup> /7                        | 51 <sup>3</sup> /7                           | 1-7-4-2-6-3-5               | 0                   | 0            | 0               | 0,85C <sub>l0</sub>    | 0,85C <sub>l0</sub>  | 5,53C <sub>II0</sub>  |

Продовження табл. Г.1

| Кількість циліндрів / | Схема розташування кривошипів   | Кут поміж кривошипами $\varphi_k$ , град.       | Кут поміж шпалахами $\Delta\alpha_k$ , град. | Черговість роботи циліндрів | Незрівноважені сили |              |                 | Незрівноважені моменти |                      |                       |
|-----------------------|---|---|--|-----------------------------|---------------------|--------------|-----------------|------------------------|----------------------|-----------------------|
|                       |   |   |  |                             | $\Sigma C$          | $\Sigma C_I$ | $\Sigma C_{II}$ | $\Sigma M_C$           | $\Sigma M_{C_I}$     | $\Sigma M_{C_{II}}$   |
| 8                     |    | 45  | 45   | 1-8-2-6-4-5-3-7             | 0                   | 0            | 0               | 0,448C <sub>l0</sub>   | 0,448C <sub>l0</sub> | 0                     |
| 8                     |    | 45  | 45   | 1-6-4-5-3-8-2-7             | 0                   | 0            | 0               | 2,16C <sub>l0</sub>    | 2,16C <sub>l0</sub>  | 2,82C <sub>II0</sub>  |
| 8                     |   | $\alpha=53^{\circ}10'$<br>$\beta=36^{\circ}50'$ | $53^{\circ}10'3$<br>$6^{\circ}50'$           | 1-8-2-4-6-5-3-7             | 0                   | 0            | 0               | 0                      | 0                    | 0                     |
| 9                     |  | 40  | 40   | 1-9-2-7-4-5-6-3-8           | 0                   | 0            | 0               | 0,194C <sub>l0</sub>   | 0,194C <sub>l0</sub> | 0,548C <sub>II0</sub> |
| 9                     |  | 40  | 40   | 1-9-4-3-7-5-2-6-8           | 0                   | 0            | 0               | 0,92C <sub>l0</sub>    | 0,92C <sub>l0</sub>  | 1,28C <sub>II0</sub>  |



Закінчення табл. Г.1

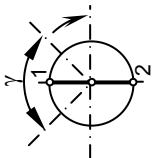
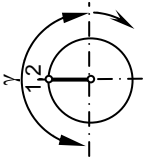
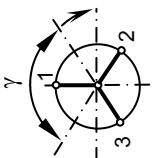
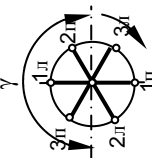
| Кількість циліндрів / | Схема розташування кривошипів   | Кут поміж кривошипами $\varphi_k$ , град. | Кут поміж стілками $\Delta\alpha_y$ , град. | Черговість роботи циліндрів | Незрівноважені сили |              |                 | Незрівноважені моменти             |                                    |                                     |
|-----------------------|---|---|---|-----------------------------|---------------------|--------------|-----------------|------------------------------------|------------------------------------|-------------------------------------|
|                       |   |   |   |                             | $\Sigma C$          | $\Sigma C_I$ | $\Sigma C_{II}$ | $\Sigma M_C$                       | $\Sigma M_{C_I}$                   | $\Sigma M_{C_{II}}$                 |
| 10                    |    | 36  | 36  | 1-10-2-8-4-6-5-7-3-9        | 0                   | 0            | 0               | 0                                  | 0                                  | 0,898C <sub>II</sub> l <sub>0</sub> |
| 11                    |    | 32°/11                                    | 32°/11                                      | 1-11-2-9-4-7-6-5-8-3-10     | 0                   | 0            | 0               | 0,153C <sub>I</sub> l <sub>0</sub> | 0,153C <sub>I</sub> l <sub>0</sub> | 0,382C <sub>II</sub> l <sub>0</sub> |
| 12                    |   | 30  | 30  | 1-12-2-10-4-8-6-7-5-9-3-11  | 0                   | 0            | 0               | 0,277C <sub>I</sub> l <sub>0</sub> | 0,277C <sub>I</sub> l <sub>0</sub> | 0                                   |
| 12                    |  | 30  | 30  | 1-6-8-10-3-5-7-12-2-4-9-11  | 0                   | 0            | 0               | 0                                  | 0                                  | 0                                   |

Таблиця Г.2

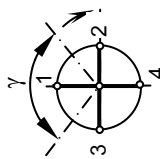
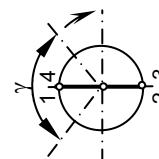
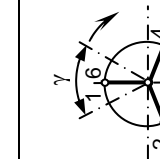
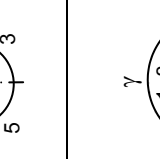
Схеми розташування кривошипів, черговість роботи циліндрів, незрівноважені сили і моменти V-подібних двигунів [5]

| Чотиритактні двигуни    |                               |   |   |  |  |                     |                 |                 |                        |                  |                     |
|-------------------------|-------------------------------|---|---|--|--|---------------------|-----------------|-----------------|------------------------|------------------|---------------------|
| Кількість циліндрів $i$ | Схема розташування кривошипів | Кут поміж рядами циліндрів $\gamma$ , град. | Кут поміж кривошипами $\varphi_k$ , град. | Кут поміж ступахами $\Delta\alpha_k$ , град. | Черговість роботи циліндрів  | Незрівноважені сили |                 |                 | Незрівноважені моменти |                  |                     |
|                         |                               |   |   |  |  | $\Sigma C$          | $\Sigma C_I$    | $\Sigma C_{II}$ | $\Sigma M_C$           | $\Sigma M_{C_I}$ | $\Sigma M_{C_{II}}$ |
| 2                       |                               | 180   | -   | 180 і 540                                    | 1 <sub>л</sub> -1 <sub>п</sub>   | 2C                  | 2C <sub>I</sub> | 0               | 0                      | 0                | 0                   |
| 2                       |                               | 180   | 180                                       | 360  | 1 <sub>л</sub> -1 <sub>п</sub>   | 0                   | 0               | 0               | C <sub>l0</sub>        | C <sub>l0</sub>  | C <sub>пl0</sub>    |
| 4                       |                               | 180   | 180                                       | 180  | 1 <sub>л</sub> -1 <sub>п</sub> -2 <sub>л</sub> -2 <sub>п</sub> ;<br>1 <sub>л</sub> -2 <sub>л</sub> -2 <sub>п</sub> -1 <sub>п</sub> | 0                   | 0               | 0               | 0                      | 0                | 2C <sub>пl0</sub>   |

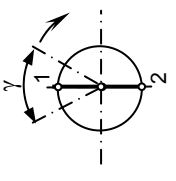
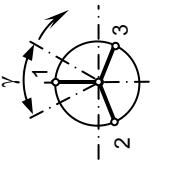
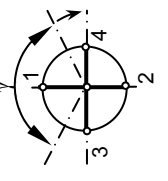
Продовження табл. Г.2

| Кількість і циліндрів | Схема розташування кривошипів   | Кут поміж рядами циліндрів $\gamma$ , град. | Кут поміж кривошипами $\phi_k$ , град. | Кут поміж слагами $\Delta\alpha_{ij}$ , град. | Черговість роботи циліндрів | Незрівноважені сили |              |                 | Незрівноважені моменти |                  |                     |
|-----------------------|---|---|--|---|-----------------------------|---------------------|--------------|-----------------|------------------------|------------------|---------------------|
|                       |   |   |  |   |                             | $\Sigma C$          | $\Sigma C_I$ | $\Sigma C_{II}$ | $\Sigma M_C$           | $\Sigma M_{C_I}$ | $\Sigma M_{C_{II}}$ |
| 4                     |    | 90  | 180                                    | 90-180-270-180                                | 1л-1п-2п-2л                 | 0                   | 0            | 0               | $C_{I0}$               | $C_{I0}$         | $1,414C_{II0}$      |
| 4                     |    | 180   | 0                                      | 180   | 1л-2п-2л-1п                 | 2C                  | $4C_I$       | 0               | 0                      | 0                | 0                   |
| 6                     |   | 90  | 120                                    | 90-150-90-150-90-150                          | 1л-1п-2л-2п-3л-3п           | 0                   | 0            | 0               | $1,732C_{I0}$          | $1,732C_{I0}$    | $2,449C_{II0}$      |
|                       |   | 120   | 120                                    | 120   | 1л-3л-2л-2п-1п-3п           | 0                   | 0            | 0               | $1,732C_{I0}$          | $2,6C_{II0}$     | $2,6C_{II0}$        |
| 6                     |  | 180   | 60                                     | 120   | 1л-2п-3л-1п-2л-3п           | 0                   | 0            | 0               | 0                      | 0                | 0                   |

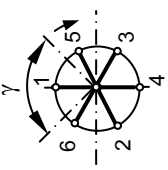
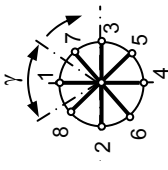
Продовження табл. Г.2

| Кількість циліндрів $i$ | Схема розташування кривошипів   | Кут поміж рядами $\gamma$ , град. | Кут поміж кривошипами $\varphi_k$ , град. | Кут поміж ступаками $\Delta\alpha_k$ , град. | Черговість роботи циліндрів                                       | Незрівноважені сили |              |                      | Незрівноважені моменти |                      |                     |
|-------------------------|---|-----------------------------------|---|--|---|---------------------|--------------|----------------------|------------------------|----------------------|---------------------|
|                         |   |                                   |   |  |   | $\Sigma C$          | $\Sigma C_I$ | $\Sigma C_{II}$      | $\Sigma M_C$           | $\Sigma M_{C_I}$     | $\Sigma M_{C_{II}}$ |
| 8                       |    | 90                                | 90  | 90   | 1л-3л-3л-2л-2л-1л-4л-4л   | 0                   | 0            | 0                    | 3,162C <sub>l0</sub>   | 3,162C <sub>l0</sub> | 0                   |
| 8                       |    | 90                                | 180                                       | 90   | 1л-4л-2л-3л-3л-4л-1л-2л-1л-4л-3л-2л-4л-1л-2л-3л                   | 0                   | 0            | 5,657C <sub>II</sub> | 0                      | 0                    | 0                   |
| 12                      |    | 60                                | 120                                       | 60   | 1л-6л-5л-2л-2л-3л-4л-6л-1л-1л-2л-5л-4л-3л                         | 0                   | 0            | 0                    | 0                      | 0                    | 0                   |
|                         |   | 180                               | 120                                       | 60   | 1л-3л-5л-6л-6л-3л-2л-6л-4л-4л-1л-4л-5л                            | 0                   | 0            | 0                    | 0                      | 0                    | 0                   |
| 16                      |  | 45                                | 90  | 45   | 1л-8л-3л-6л-6л-4л-5л-2л-7л-7л-1л-6л-3л-8л-4л-2л-5л-2л-8л-1л-4л-3л | 0                   | 0            | 0                    | 0                      | 0                    | 0                   |
|                         |   | 135                               | 90  | 45   | 1л-7л-3л-8л-8л-4л-2л-5л-5л-8л-2л-6л-1л-1л-3л-7л-4л                | 0                   | 0            | 0                    | 0                      | 0                    | 0                   |

Продовження табл. Г.2

| Кількість циліндрів $i$                             | Схема розташування кривошипів  | Кут поміж радами циліндрів $\gamma$ , град. | Кут поміж кривошипами $\phi_k$ , град. | Кут поміж шпалами $\Delta\alpha_{ij}$ , град. | Черговість роботи циліндрів     | Незрівноважені сили |              |                     | Незрівноважені моменти |                      |                       |                       |
|---|--|---|--|---|---------------------------------|---------------------|--------------|---------------------|------------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------|
|   |  |   |  |   |                                 | $\Sigma C$          | $\Sigma C_I$ | $\Sigma C_{II}$     | $\Sigma M_C$           | $\Sigma M_{C_I}$     | $\Sigma M_{C_{II}}$   |                       |
| <b>Двотактні двигуни</b>                            |  |   |  |   |                                 |                     |              |                     |                        |                      |                       |                       |
| (у дужках указано циліндри, які працюють одночасно) |  |   |  |   |                                 |                     |              |                     |                        |                      |                       |                       |
| 4   |   | 90  | 180                                    | 90  | 1л-1п-2л-2п                     | 0                   | 0            | 2,83C <sub>II</sub> | C <sub>l0</sub>        | C <sub>l0</sub>      | 0                     | 0                     |
| 6   |   | 60  | 120                                    | 60  | 1л-1п-2л-2п-3л-3п               | 0                   | 0            | 0                   | 1,732C <sub>l0</sub>   | 2,6C <sub>l0</sub>   | 1,5C <sub>II0</sub>   | 1,5C <sub>II0</sub>   |
|   |  | 90  | 120                                    | 90; 30  | 1л-1п-2л-2п-3л-3п               | 0                   | 0            | 0                   | 1,732C <sub>l0</sub>   | 1,732C <sub>l0</sub> | 2,449C <sub>II0</sub> | 2,449C <sub>II0</sub> |
| 8   |  | 45  | 90                                     | 45  | 1л-1п-3л-3п-2л-2п-4л-4п         | 0                   | 0            | 0                   | 1,41C <sub>l0</sub>    | 2,41C <sub>l0</sub>  | 5,23C <sub>II0</sub>  | 5,23C <sub>II0</sub>  |
|   |  | 90  | 90                                     | 45 і 0  | (1л-4п) (3л-1п) (2л-3п) (4л-2п) | 0                   | 0            | 0                   | 1,41C <sub>l0</sub>    | 3,162C <sub>l0</sub> | 0                     | 0                     |

Закінчення табл. Г.2

| Кількість циліндрів $i$ | Схема розташування кривошипів  | Кут поміж рядами циліндрів $\gamma$ , град. | Кут поміж кривошипами $\varphi_k$ , град. | Кут поміж ступаками $\Delta\alpha_k$ , град. | Черговість роботи циліндрів   | Незрівноважені сили |              |                 | Незрівноважені моменти |                     |                                    |
|-------------------------|--|---|---|--|---|---------------------|--------------|-----------------|------------------------|---------------------|------------------------------------|
|                         |  |   |   |  |   | $\Sigma C$          | $\Sigma C_I$ | $\Sigma C_{II}$ | $\Sigma M_C$           | $\Sigma M_{C_I}$    | $\Sigma M_{C_{II}}$                |
| 12                      |   | 45  | 60  | 45 і 15                                      | 1л-1п-6л-6п-<br>2л-2п-4л-4п-<br>3л-3п-5л-5п                                       | 0                   | 0            | 0               | 0                      | 0                   | 2,62C <sub>II</sub> l <sub>0</sub> |
|                         |  | 60  | 60  | 60 і 0                                       | (1л-5п) (6л-<br>1п) (2л-6п)<br>(4л-2п) (3л-<br>4п) (5л-3п)                        | 0                   | 0            | 0               | 0                      | 0                   | 2,32C <sub>II</sub> l <sub>0</sub> |
|                         |  | 90  | 60  | 30   | 1л-5л-6л-1п-<br>2л-6п-4л-2п-<br>3л-4п-5л-3п                                       | 0                   | 0            | 0               | 0                      | 0                   | 4,9C <sub>II</sub> l <sub>0</sub>  |
| 16                      |  | 45  | 45  | 45 і 0                                       | (1л-7п) (8л-<br>1п) (2л-8п)<br>(6л-2п) (4л-<br>6п) (5л-4п)<br>(3л-5п) (7л-<br>3п) | 0                   | 0            | 0               | 0,45C <sub>l0</sub>    | 0,78C <sub>l0</sub> | 0                                  |
|                         |  | 67,5  | 45  | 22,5   | 1л-7п-8л-1п-<br>2л-8п-6л-2п-<br>4л-6п-5л-4п-<br>3л-5п-7л-3п                       | 0                   | 0            | 0               | 0,45C <sub>l0</sub>    | 0,62C <sub>l0</sub> | 0                                  |

Примітка. Літерою „л” позначено лівий ряд циліндрів, літерою „п” – правий.

## БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1974. – 552 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов / Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
3. Дизели: Справочник / Под общ. ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. – Л.: Машиностроение, 1977. – 430 с.
4. Масленников М.М., Рапипорт М.С. Авиационные поршневые двигатели. – М.: Оборонгиз, 1951. – 847 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей / Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Круглов М.Г. и др.; Под ред. А.С. Орлина. – М.: Машиностроение, 1972. – 464 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания: В 2 т. / Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Круглов М.Г. и др.; Под ред. А.С. Орлина. – М.: Машгиз, 1962. – Т. 2: Конструкция и расчет. – 379 с.
7. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания: Учебник для вузов / Дьяченко Н.Х., Харитонов Б.А., Петров В.М. и др.; Под ред. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1979. – 392 с.
8. Асланов И.В. Пример динамического расчета поршневого звездообразного авиационного двигателя: Метод. указания к курсовому проектированию. – Х.: ХАИ, 1970. – 32 с.
9. Дрabbкин Я.И. Методическое руководство по динамическому расчету двигателей внутреннего сгорания. – Х.: ХПИ, 1963. – 114 с.
10. Методические указания по динамическому расчету кривошипно-шатунного механизма двигателя на ЭВМ. – Х.: ХПИ, 1977. – 60 с.
11. Штода А.В. Авиационные двигатели. Динамика, конструкция и расчет на прочность / Под ред. А.Е. Заикина. – М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1951. – 236 с.
12. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
13. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1989. – 256 с.
14. Сегаль В.Ф. Динамические расчеты двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1974. – 248 с.

## ЗМІСТ

|   |     |
|---|-----|
| Вступ.....  | 3   |
| 1. Визначення розмірів і мас основних елементів кривошипно-шатунного механізму.....                   | 5   |
| 1.1. Довжина радіуса кривошипа і шатунів.....   | 6   |
| 1.2. Визначення мас елементів кривошипно-шатунного механізму.....                                     | 8   |
| 2. Кінематика кривошипно-шатунного механізму.....   | 10  |
| 3. Сили і моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі одного циліндра.....                     | 11  |
| 3.1. Сила тиску газів.....  | 12  |
| 3.2. Сили інерції мас, які поступально рухаються, та сумарні сили, які діють уздовж осі циліндра..... | 19  |
| 3.3. Сили, які діють на деталі кривошипно-шатунного механізму.....                                    | 24  |
| 4. Сили і моменти, що діють на колінчастий вал багаточиліндрового двигуна.....                        | 30  |
| 4.1. Вибір схеми розташування кривошипів колінчастого вала.....                                       | 30  |
| 4.2. Визначення черговості роботи циліндрів.....  | 32  |
| 4.3. Сили і моменти в однорядному двигуні.....  | 34  |
| 4.4. Сили і моменти в багаторядних двигунах.....  | 40  |
| 5. Векторні діаграми тиску на шатунні та корінні шийки і підшипники.....                              | 42  |
| 5.1. Векторні діаграми тиску на шатунну шийку та її підшипник.....                                    | 42  |
| 5.2. Векторні діаграми тиску на корінну шийку та її підшипник.....                                    | 47  |
| 6. Аналіз зрівноваженості двигуна.....  | 53  |
| 6.1. Динамічно еквівалентні моделі одного ряду одновальних двигунів.....                              | 55  |
| 6.2. Динамічно еквівалентні моделі плоских відсіків одновальних двигунів.....                         | 65  |
| Додатки.....  | 80  |
| Бібліографічний список.....   | 103 |



Пода Вадим Борисович

ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК І ЗРІВНОВАЖЕННЯ ПОРШНЕВИХ  
ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Редактор А.М. Ємленінова

Зв. план, 2007

Підписано до друку 23. 10. 2007

Формат 60×84 1/16. Папір. офс. № 2. Офс. друк

Ум. друк. арк. 5,8. Обл.-вид. арк. 6,56. Наклад 50 прим.

Замовлення 483. Ціна вільна

---

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»  
61070, Харків–70, вул. Чкалова, 17  
<http://www.khai.edu>

Видавничий центр «ХАІ»  
61070, Харків–70, вул. Чкалова, 17  
[izdat@khai.edu](mailto:izdat@khai.edu)