

О. В. Білогуб

**КІНЕМАТИКА, ДИНАМІКА ТА ЗРІВНОВАЖЕННЯ
АВІАЦІЙНИХ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ**

2019

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний аерокосмічний університет ім. Н. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

О. В. Білогуб

**КІНЕМАТИКА, ДИНАМІКА ТА ЗРІВНОВАЖЕННЯ
АВІАЦІЙНИХ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ**

Навчальний посібник

Харків «ХАІ» 2019

УДК 621.01:539.4.001.2 (075.8)

Б41

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. В. О. Пильов,
канд. техн. наук, доц. А. М. Левтеров

Білогуб, О. В.

Б41 Кінематика, динаміка та зрівноваження авіаційних поршневих двигунів [Електронний ресурс] : навч. посіб. / О. В. Білогуб. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2019. – 40 с.

Розглянуто кінематику і динаміку кривошипно-шатунного механізму. Наведено методи розрахунків переміщення, швидкості й прискорення поршня, кутових коливань, швидкості й прискорення шатуна, навантажень для аксіальних, дезаксіальних механізмів і механізмів з причіпними шатунами, що діють на елементи кривошипно-шатунного механізму.

Для студентів, що вивчають курс «Авіаційні поршневі двигуни», при курсовому і дипломному проектуванні.

Іл. 29. Бібліогр.: 7 назв

УДК 621.01:539.4.001.2 (075.8)

© Білогуб О. В., 2019
© Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», 2019

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 КІНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ	5
1.1 Кінематика аксіального КШМ	5
1.2 Кінематика дезаксіального КШМ	11
1.3 Кінематика КШМ із шатунами, що розташовані поруч	12
1.4 Кінематика КШМ із причіпними шатунами	13
Запитання для самоперевірки	14
2 ДИНАМІКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ.....	15
2.1 Загальні відомості	15
2.2 Маса рухомих деталей КШМ і їх приведення	15
2.3 Сили і моменти, що діють в поршневих двигунах	20
2.4 Сили, моменти і векторні діаграми сил v-подібних (зіркоподібних) двигунів	27
Запитання для самоперевірки	28
3 ЗРІВНОВАЖЕННЯ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ.....	29
3.1 Приклади зрівноваження деяких двигунів	34
Запитання для самоперевірки	38
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	40

ВСТУП

У процесі розвитку поршневого авіамоторобудування, що практично завершилося до кінця 40-х років ХХ століття, було досліджено і вирішено практично всі проблеми проектування двигунів цього типу. Одночасно було вичерпано можливості істотного поліпшення їх характеристик і, хоча поршневі двигуни були близькі до межі можливої досконалості, **вони не забезпечували подальше зростання швидкості і висоти польоту**. Тому з 50-х років ХХ століття головне місце в авіації зайняли двигуни на той час нового типу – газотурбінні. В інших областях техніки, наприклад, в автотракторобудуванні або суднобудуванні поршневі двигуни і зараз займають домінуюче положення. Застосовуються вони і в авіації – в легких і надлегких літальних апаратах.

У наш час у результаті теоретичних досліджень та інженерної практики відібрано і канонізовано конструктивно-компонувальні схеми поршневих авіадвигунів. Це – одно- і багаторядні V-, W-, H- і X-образні, а також одно- і багаторядні зіркоподібні двигуни. Для кожної схеми двигуна встановлено схеми валів, порядок роботи циліндрів і пропорції кривошипно-шатунного механізму (КШМ). Зараз найбільш застосованими є двигуни рядні (1-, 2-, 3-, 4- та 6-циліндрові), зіркоподібні (5-, 7- та 9-циліндрові) та опозитні (2-, 4- та 6-циліндрові).

До головних вимог щодо авіадвигунів будь-якого типу належать висока надійність, мінімальна маса і габарити при заданій потужності, економічність, виробнича та експлуатаційна технологічність, можливо більший ресурс і ремонтпридатність. Задоволення цих вимог у разі поршневого двигуна пов'язано з вирішенням специфічних проблем, походження яких ґрунтується на циклічності робочих процесів у циліндрі і наявності мас, що виконують складний (в шатуні) або зворотно-поступальний (в поршні) рух. Цими проблемами є рівномірність ходу, зрівноваженість і крутильні коливання системи «колінчастий вал - повітряний гвинт».

Метою даної роботи є знайомство з основними формулами щодо розрахунків переміщень, швидкостей, прискорень деталей двигуна та силових навантажень, що діють на ці деталі.

1 КІНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

Розрізняють три основних типи кривошипно-шатунного механізму (КШМ) – нормальний (аксіальний або центральний), зміщений (дезаксіальний) і механізм з причіпним шатуном. Циліндр, що оснащено причіпним шатуном, може бути як з аксіальним, так і дезаксіальним КШМ. Комбінуючи ці схеми, можна створювати КШМ як однорядного, так і багаторядного багаточиліндрового двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ).

1.1 Кінематика аксіального КШМ

Детально розглянемо схему нормального КШМ (рис. 1).

Основними геометричними параметрами, що визначають закони руху елементів нормального (або центрального, або аксіального) КШМ є радіус кривошипа R і довжина шатуна L .

Основні елементи:

- поршень з центром, з'єднаним із центром пальця і верхньою головкою шатуна;
- шатун довжиною L ;
- кривошип радіусом R .

Переміщення поршня. На рис. 1 стрілкою показано позитивне переміщення поршня. За початок (нуль переміщень) вважаємо верхню мертву точку (ВМТ).

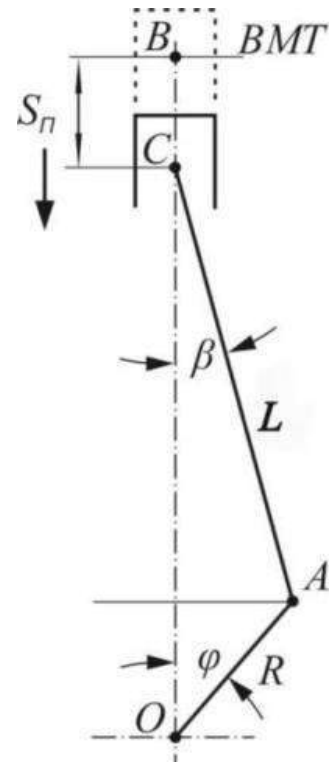


Рис. 1. Схема нормального КШМ

$$S_n = OB - OC;$$

$$OB = R + L;$$

$$OC = OA \cos \varphi + AC \cos \beta = R \cos \varphi + L \cos \beta;$$

$$S_n = (R + L) - (R \cos \varphi + L \cos \beta) = R(1 - \cos \varphi) + L(1 - \cos \beta). \quad (1)$$

Наведемо зв'язок між φ та β :

$$\text{Із } \triangle OAC \frac{\sin \beta}{\sin \varphi} = \frac{R}{L};$$

$$\sin \beta = \frac{R \sin \varphi}{L};$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \text{ – теорема Піфагора.} \quad (2)$$

$$\text{Однак } \sin^2 \beta = \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \varphi = \lambda^2 \sin^2 \varphi \quad (\lambda = R/L, \lambda = 0,25 \dots 0,3);$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi};$$

$$S_n = R(1 - \cos \varphi) + R/\lambda \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}\right). \quad (3)$$

Формула (3) є точною для визначення переміщення поршня в аксіальному (нормальному) КШМ.

Якщо під корінь у формулі (2) додати малу величину $\frac{1}{4} \lambda^4 \sin^4 \varphi$, то $0,25 \lambda^4 \sim 0,001$ при $\lambda = 0,25$.

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi + \frac{1}{4} \lambda^4 \sin^4 \varphi} = \sqrt{\left(1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \varphi\right)^2} = \left(1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \varphi\right).$$

$$\text{Однак } \sin^2 \varphi = \frac{1 - \cos 2\varphi}{2}.$$

$$\text{Тоді } \cos \beta = 1 - \frac{\lambda^2}{2} \frac{(1 - \cos 2\varphi)}{2} = 1 - \frac{\lambda^2}{4} + \frac{\lambda^2}{4} \cos 2\varphi.$$

З рівняння (1) одержимо

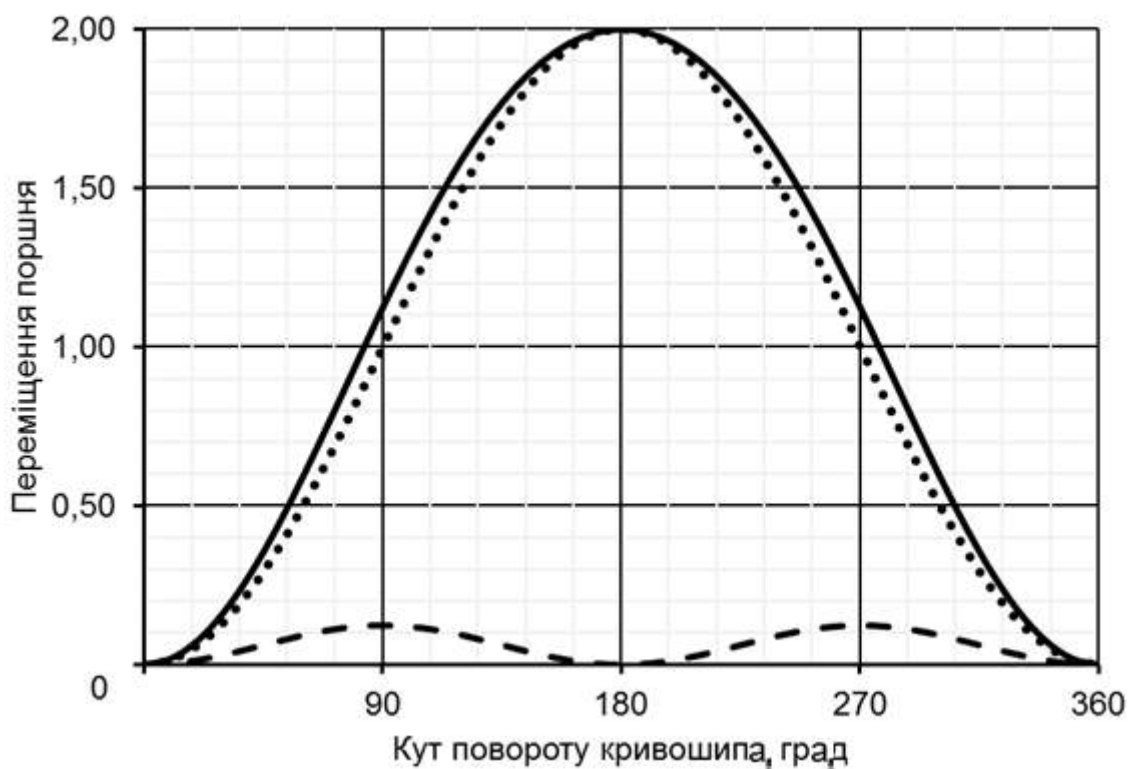
$$S_n = R \left[1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right] = R \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]. \quad (4)$$

Такий прийом дозволив залишити тільки дві гармоніки у формулі, що визначає переміщення поршня.

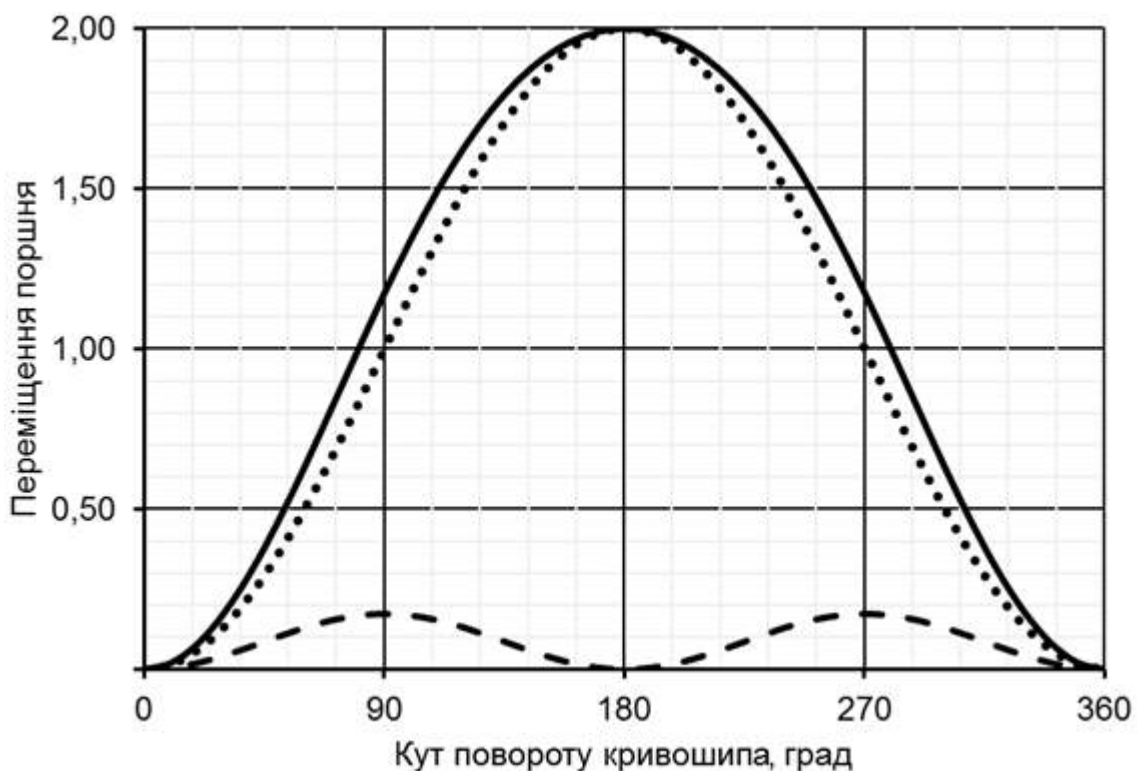
Якщо позначити змінну частину формули (4) через А, то можна записати вираз (4) так:

$$S_n = RA.$$

На рис. 2 показано переміщення поршня для $\lambda = 0,25$ і $\lambda = 0,33$.



а



б

Рис. 2. Переміщення поршня: а – $\lambda = 0,25$ і б – $\lambda = 0,33$;
 ... – перша гармоніка; - - - - друга гармоніка; — – сума двох гармонік

На рис. 3 показано відхилення переміщення поршня, розрахованого за двома гармоніками, від визначеного за формулою (3) для одиничного радіуса кривошипа і $\lambda = 0,25$.

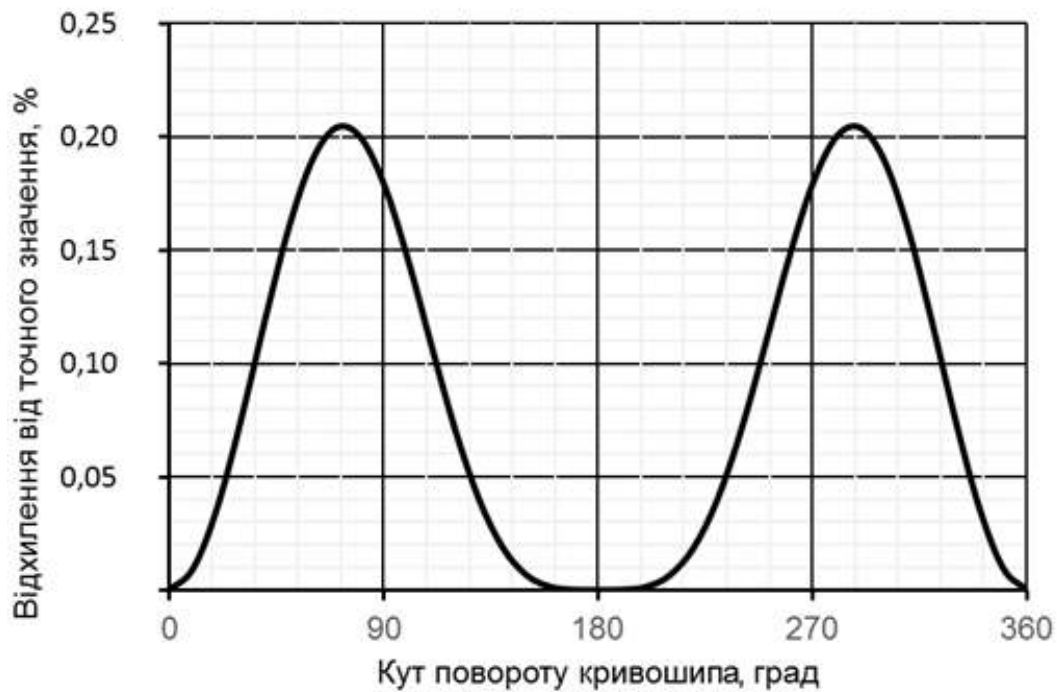


Рис. 3. Відхилення переміщення поршня, розрахованого за наближеною формулою (4), від точного значення

Чим менше λ , тим менше переміщення поршня буде відрізнятися від простого гармонійного.

Швидкість поршня. Середня швидкість поршня

$$v_{\text{cp}} = \frac{S_n}{t} \text{ м/с,}$$

де $t = 60/n$ – час одного оберта колінчастого вала. За один оберт поршень проходить шлях $2S_n$

$$v_{\text{cp}} = \frac{2S_n}{60} = \frac{S_n}{30}.$$

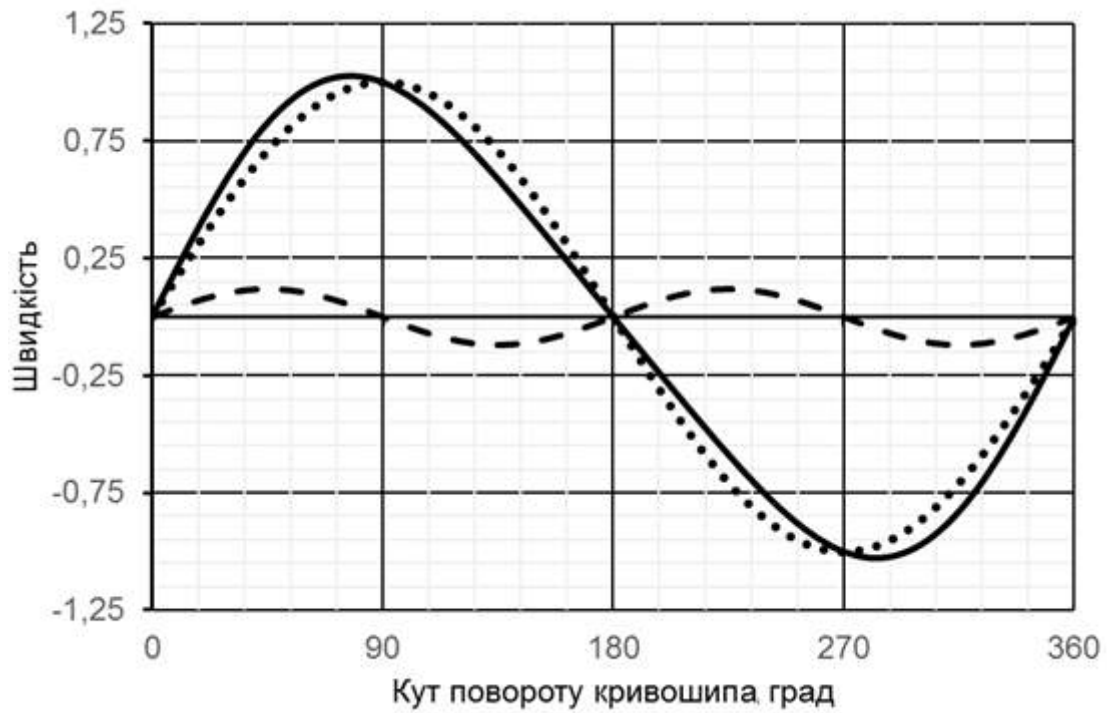
Середня швидкість поршня в виконаних конструкціях дорівнює 12...18 м/с.

Миттєва швидкість поршня. Миттєву швидкість легко одержати диференціюванням шляху поршня (4) за часом, беручи до уваги, що $\omega = d\varphi/dt$ – кутова швидкість:

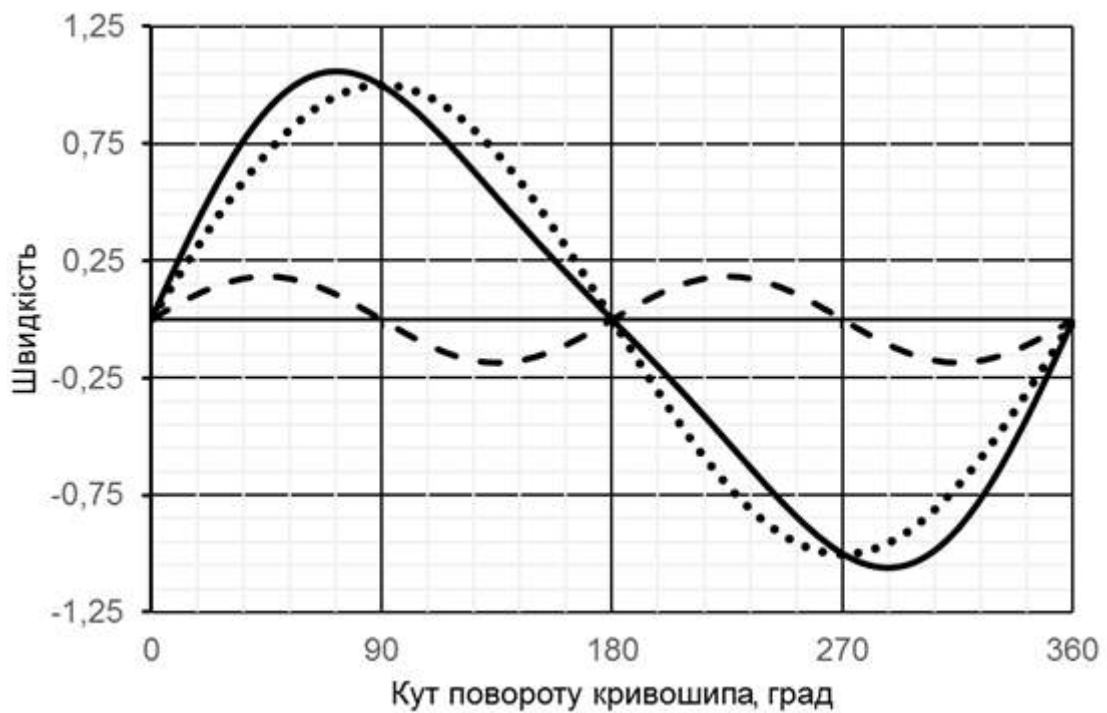
$$v = \frac{dS}{d\tau} = \frac{\phi'(\varphi) d\varphi}{d\tau} = \omega \phi'(\varphi);$$

$$v = R\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right). \quad (5)$$

На рис. 4 показано відхилення швидкості поршня, розрахованого за двома гармоніками при $\lambda = 0,25$ і $\lambda = 0,33$.



а



б

Рис. 4. Швидкість поршня (при одиничних кутовій швидкості і радіусі кривошипа):
а – $\lambda = 0,25$; б – $\lambda = 0,33$

Короткий аналіз отриманих результатів:

1. Швидкість поршня є змінною за величиною.

2. При русі від ВМТ до нижньої мертвої точки (НМТ) швидкість має знак «+», від НМТ до ВМТ – знак «-».

3. У ВМТ і НМТ швидкість дорівнює нулю.

4. Значення максимальної та мінімальної швидкостей приблизно відповідають 75 і 285⁰ повороту колінчастого вала (°п.к.в.).

Прискорення поршня. Прискорення поршня одержуємо аналогічно швидкості – диференціюванням останньої формули (5) за часом:

$$j = \frac{dv}{d\tau} = \frac{d^2S}{d\tau^2}; \quad (6)$$

$$j = R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

На рис. 5 показано прискорення поршня при різних значеннях λ .

Короткий аналіз отриманих результатів:

1. Прискорення поршня є змінним за величиною.
2. У ВМТ прискорення є максимальним за величиною і спрямовано до осі обертання кривошипа.
3. Прискорення дорівнює нулю при максимальній швидкості поршня.

Прискорення можна подати як суму двох прискорень – I і II порядків:

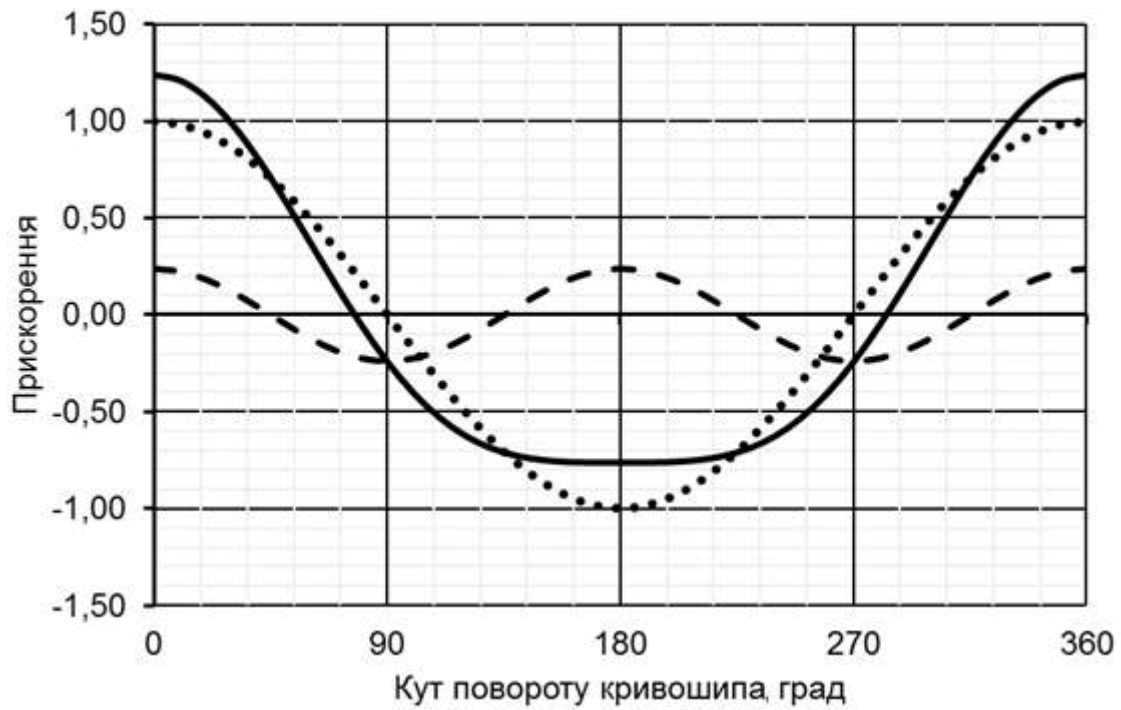
$$j = j_I + j_{II} = R\omega^2 \cos \varphi + \lambda R\omega^2 \cos 2\varphi,$$

що в подальшому буде використано для динамічного розрахунку КШМ.

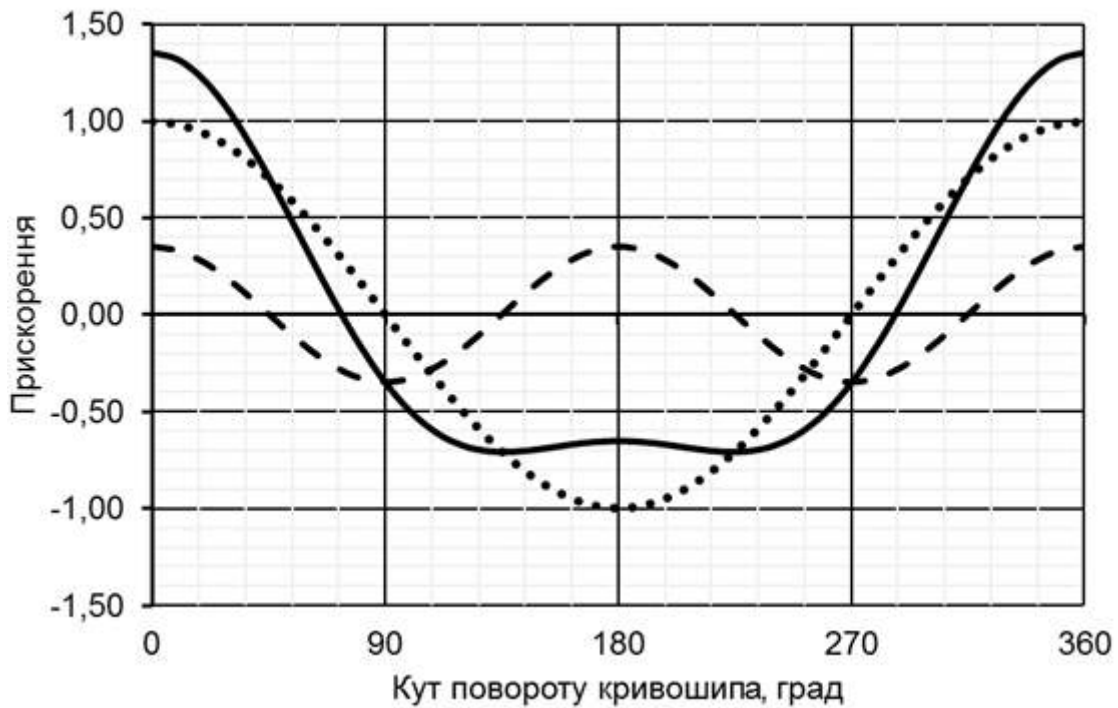
Деякі приклади швидкостей та прискорень реальних ДВЗ ($\lambda \approx 0,25$) наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Позначення	Розмірність	Авіа-модельний	«Формула 1»	Автомобільний	Тракторний	Тепловозний	Судовий
R	м	0,0075	0,02	0,04	0,07	0,13	2
n	об/хв	25000	15000	6500	2000	800	50
ω	рад/с	2620	1570	681	209	84	5,2
$V_{\text{ср}}$	м/с	13	20	17	9	7	7
$V_{\text{макс}}$	м/с	20	32	28	15	11	11
$j_{\text{макс}}$	м/с ²	64300	61700	23200	3840	1140	69



а



б

Рис. 5. Прискорення поршня при одиничних кутовій швидкості і радіусі кривошипа:
а – $\lambda = 0,25$; б – $\lambda = 0,33$

1.2 Кінематика дезаксіального КШМ

На рис. 6 показано схему дезаксіального КШМ, який застосовують для зменшення бічної сили або зменшення шуму при перекладанні поршня в

циліндрі. Абсолютну величину дезаксажу позначають літерою a або безрозмірною величиною $\kappa = a/R$.

Повний хід поршня в дезаксіальному КШМ трохи більше, ніж в аксіальному (до 7 %):

$$S = \sqrt{(L+R)^2 - a^2} - \sqrt{(L-R)^2 - a^2}.$$

Переміщення, швидкість і прискорення поршня в дезаксіальному механізмі є такими:

$$S_n = \sqrt{(L+R)^2 - a^2} - (R \cos \alpha + L \cos \beta) = R \left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - \kappa^2} - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta\right) \right];$$

$$\cos \beta = \left[1 - \lambda^2 (\sin \alpha - \kappa)^2 \right]^{1/2};$$

$$S_n = R \left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - \kappa^2} - \left(\cos \alpha - \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{2} \lambda \kappa^2 - \frac{1}{4} \lambda + \frac{1}{4} \lambda \cos 2\alpha + \lambda \kappa \sin \alpha \right) \right];$$

$$v = R\omega \left[\sin \alpha + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\alpha - \lambda \kappa \cos \alpha \right];$$

$$j = R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha + \lambda \kappa \sin \alpha).$$

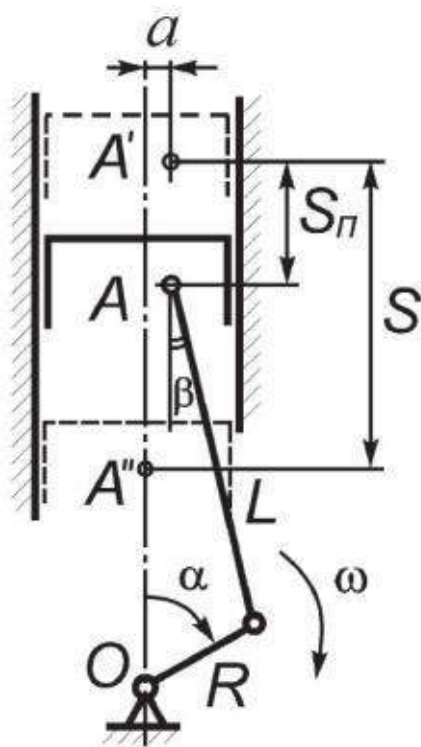


Рис. 6. Кривошипно-шатунний механізм з дезаксажем

1.3 Кінематика КШМ із шатунами, що розташовані поруч

Кінематика поршнів V-подібного (і зіркоподібного) двигуна з шатунами, що розташовані поруч, не відрізняється від кінематики рядного двигуна. При куті розвалу γ циліндрів переміщення, швидкість і прискорення поршня, що рухається з фазовим зсувом відносно іншого поршня V-подібної секції, відповідно визначають за формулами:

$$S_n = R \left(1 - \cos(\alpha - \gamma) + \frac{1}{4} \lambda (1 - \cos 2(\alpha - \gamma)) \right); \quad (7)$$

$$v = \omega R \left(\sin(\alpha - \gamma) + \frac{1}{2} \lambda \sin 2(\alpha - \gamma) \right); \quad (8)$$

$$j = \omega^2 R (\cos(\alpha - \gamma) + \lambda \cos 2(\alpha - \gamma)). \quad (9)$$

1.4 Кінематика КШМ із причіпними шатунами

У V-подібному (і зіркоподібному) КШМ з причіпним шатуном (рис. 7) на кінематику поршня і шатуна впливають розміри і розташування причепа. Якщо кут γ_1 розташування причепа щодо осі головного шатуна і кут розвалу циліндрів дорівнюють один одному, то в момент спалаху у бічному циліндрі його вісь не перетинає вісь шатунної шийки. Внаслідок цього виникає додатковий згинальний момент, що діє на головний шатун і його поршень. Для зменшення такого навантаження кут γ_1 іноді підбирають таким чином, щоб при знаходженні поршня бічного циліндра в ВМТ його вісь і вісь причепа збігалися з віссю шатуна, тобто виконувалася рівність $L_1 = LR_1$. Однак слід враховувати, що при розмірах КШМ, що відповідають такій рівності, різниця величин ходів поршнів головного і бічного циліндрів може досягати 2...4 %, а різниця величин відповідних прискорень – 10...15 %.

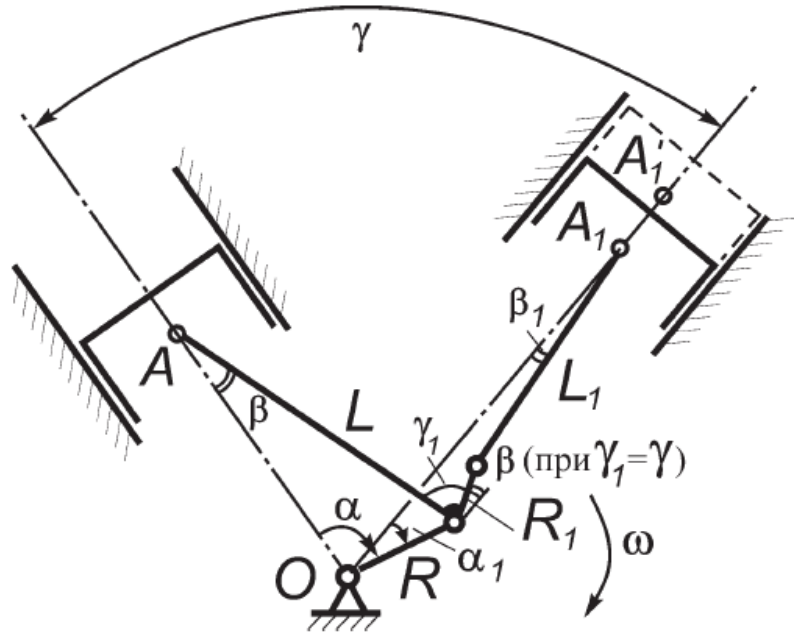


Рис. 7. Кінематика КШМ із причіпним шатуном

Для забезпечення мінімальної відмінності між кінематиками ланок головного і бічного циліндрів радіус причепа вибирають найменшим, що допускається конструкцією і міцністю головного шатуна. Після визначення радіуса причепа довжину причіпного шатуна визначають з умови однакового стиснення в головному і бічних циліндрах. При $\gamma = \gamma_1$ переміщення поршня бічного циліндра

$$S_6 = OA'_1 - OA_1,$$

де $OA'_1 = L_1 \cos \beta_1 + R_1 \cos \beta + R \cos \alpha_1$;

$\cos \beta_1$ можна визначити з виразу $\sin \beta_1 = \lambda_1 \sin \alpha_1 - \delta \lambda \sin \alpha$ при $\lambda_1 = \frac{R}{L_1}$, $\delta = \frac{R_1}{L_1}$, $\alpha_1 = \alpha - \gamma$.

$$\cos \beta_1 \approx 1 - \frac{1}{2} [\lambda_1 \sin \alpha_1 - \delta \lambda \sin \alpha]^2;$$

$$S_6 = R(1 - \cos \alpha_1) + R_1 \left(\frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha \right) + \frac{1}{2} L_1 (\lambda_1 \sin \alpha_1 - \delta \lambda \sin \alpha)^2. \quad (10)$$

Швидкість і прискорення поршня бічного циліндра визначають з виразів:

$$v_6 = \omega \left[R \sin \alpha_1 + R_1 \lambda^2 \sin \alpha \cos \alpha + L_1 (\lambda_1 \sin \alpha_1 - \delta \lambda \sin \alpha) \cdot (\lambda_1 \cos \alpha_1 - \delta \lambda \cos \alpha) \right]; \quad (11)$$

$$j_6 = \omega^2 \left[R \cos \alpha_1 + R_1 \lambda^2 (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) + L_1 \left((\lambda_1 \cos \alpha_1 - \delta \lambda \cos \alpha)^2 - (\lambda_1 \sin \alpha_1 - \delta \lambda \sin \alpha)^2 \right) \right]. \quad (12)$$

У зіркоподібних двигунах кут розвалу між циліндрами розраховують від першого (головного) циліндра. Так, для другого циліндра 5-циліндрової зірки це буде 72° п.к.в., для третього – 144° п.к.в., для четвертого і п'ятого – 216° п.к.в. та 288° п.к.в. відповідно.

Слід зауважити, що відомими є схеми з кутом причепа, що дорівнює куту розвалу ($\gamma = \gamma_1$) і не дорівнює йому ($\gamma \neq \gamma_1$). Зіркоподібні двигуни виконуються виключно з $\gamma = \gamma_1$.

Питання кінематики руху шатуна в даному посібнику не розглянуто. Детально ознайомитись з цим питанням можна в джерелах, що наведені в бібліографічному списку до цієї роботи.

Запитання для самоперевірки

1. Чому в сучасних двигунах безрозмірний показник λ знаходиться в межах $1/3, 2 \dots 1/4, 2$? Яким є його вплив на роботу двигуна?
2. Чому переміщення поршня умовно подають таким, що складається з двох гармонійних переміщень, а не з чотирьох або шести?
3. Чим пояснюється та обставина, що при повороті колінчастого вала на кут 90° у центральному КШМ поршень переміщається на величину, що перевищує половину ходу?
4. Чому швидкість поршня наводять у вигляді суми двох доданків першого і другого порядків?
5. При якому куті повороту кривошипа швидкість поршня досягає максимального значення? Чи впливає параметр λ на величину цього кута?
6. В якому положенні – ВМТ або НМТ – поршень досягає максимального прискорення? Чому?
7. При якому значенні кута повороту колінчастого вала прискорення поршня досягає максимального значення? Чому?
8. Чи впливає безрозмірний параметр λ на величину прискорення поршня?
9. Який кривошипно-шатунний механізм називається дезаксіальним?
10. З якою метою виконують дезаксаж кривошипно-шатунного механізму?
11. Як впливає механізм причепа шатуна (кут розвалу, радіус причепа і довжина причіпного шатуна) на швидкість та прискорення поршня?

2 ДИНАМІКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

2.1 Загальні відомості

При роботі двигуна на деталі КШМ діють сили від тиску газів у циліндрі, сили інерції рухомих мас механізму, сили тертя і сили корисного опору на валу двигуна.

Сили інерції мас двигуна, що рухаються зі змінними за величиною і напрямком швидкостями, виникають у двигуні як при холостому ході, так і під час роботи його під навантаженням. Для деяких деталей двигуна ці сили є основними розрахунковими силами.

Сили інерції рухомих мас КШМ у свою чергу поділяють на три групи:

- сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально;
- сили інерції обертювх мас;
- сили інерції мас, що здійснюють складний рух.

Аналіз сил, що діють у КШМ, є необхідним для проведення розрахунку елементів двигуна на міцність, визначення навантажень на підшипники, аналізу крутильних коливань колінчастого вала та інших розрахунків.

2.2 Маси рухомих деталей КШМ і їх приведення

Для визначення величини сил інерції, що виникають у результаті руху частин КШМ, необхідно спочатку знайти відповідні маси. При цьому для спрощення динамічного розрахунку слід замінювати дійсні маси рухомих частин системою мас, що динамічно еквівалентна реальній системі.

Приведення маси шатуна. Шатун здійснює складний плоскопаралельний рух у площині, перпендикулярній осі колінчастого вала.

Маса шатуна $m_{\text{ш}}$ може бути замінена трьома масами, зосередженими на осях поршневого пальця m_1 , шатунної шийки кривошипа m_2 і в центрі мас шатуна m_3 , як показано на рис. 8. Ця заміна буде еквівалентною при дотриманні таких умов:

- 1) сума всіх мас має дорівнювати масі шатуна

$$m_{\text{ш}} = m_1 + m_2 + m_3;$$

- 2) центр ваги всіх мас має збігатися з центром ваги шатуна

$$\sum_{i=1}^3 m_i l_i = 0,$$

де l_i – координати i -ї маси у вибраній системі координат), тобто

$$m_1 l_1 = m_2 (l - l_1),$$

де l – довжина шатуна (відстань між осями поршневого пальця і шатунної шийки кривошипа);

l_1 – відстань від центра мас шатуна до осі поршневого пальця (якщо початок координат вибрати в центрі мас шатуна, а одна з осей збігається з віссю шатуна);

3) сума моментів інерції всіх мас щодо осі, що проходить через центр ваги шатуна, має дорівнювати моменту інерції шатуна $I_{\text{ш}}$ відносно тієї ж осі:

$$\sum_{i=1}^3 m_i l_i^2 = I_{\text{ш}};$$

4) маси слід розташовувати на одній прямій, що проходить через центр ваги шатуна. Вирішуючи спільно рівняння трьох записаних умов щодо m_1 , m_2 і m_3 , маємо:

$$m_1 = \frac{I_{\text{ш}}}{l_1 l};$$

$$m_2 = \frac{I_{\text{ш}}}{(l - l_1) l};$$

$$m_3 = m_{\text{ш}} = \frac{I_{\text{ш}}}{(l - l_1) l}.$$

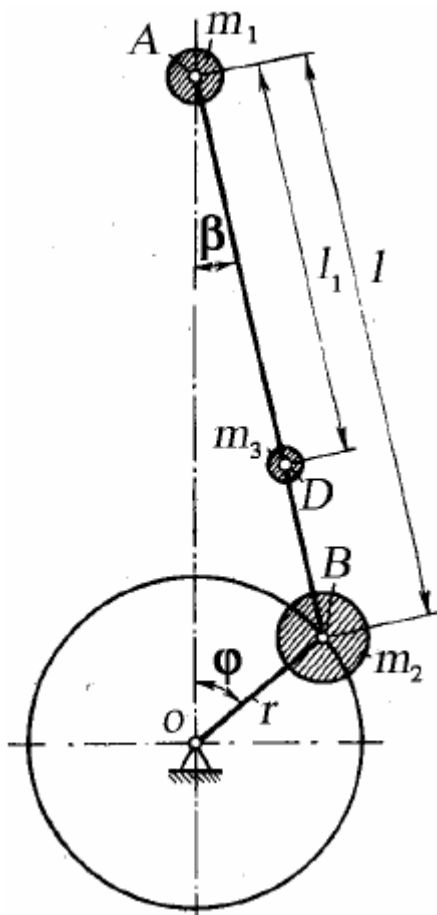


Рис. 8. Приведення мас КШМ до трьох мас

Маса m_1 , зосереджена в точці A_1 , рухається зворотно-поступально вздовж осі циліндра. Маса m_2 , розташована в точці B, здійснює обертальний рух навколо осі колінчастого вала. Маса m_3 , що знаходиться в центрі мас шатуна, здійснює складний рух. Маса m_3 зазвичай невелика порівняно з масами m_1 і m_2 , тому для спрощення динамічних розрахунків цією масою нехтують, замінюючи масу шатуна $m_{\text{ш}}$ двома масами m_1 і m_2 , розташованими в центрах його поршневої і кривошипної головок. Таке нехтування призводить до невеликої помилки, але дуже спрощує розрахунок.

При заміні маси шатуна двома масами (рис. 9) умови для визначення їх величини мають вигляд:

$$m_1 l_1 = m_2 (l - l_1);$$

$$m_{\text{ш}} = m_1 + m_2;$$

$$I_1 = m_1 l_1^2 + m_2 (l - l_1)^2.$$

Четверта умова задовольняється тоді, коли пряма, що з'єднує точки, в яких зосереджені маси m_1 і m_2 , збігається з віссю шатуна. Маси m_1 і m_2 в цьому випадку визначають за формулами:

$$m_1 = m_{\text{ш}} \frac{l - l_1}{l}; \quad m_2 = m_{\text{ш}} \frac{l_1}{l}; \quad (13)$$

$$I_1 = m_{\text{ш}} \frac{l - l_1}{l} l_1^2 + m_{\text{ш}} \frac{l_1}{l} (l - l_1)^2. \quad (14)$$

Згідно з третьою умовою, необхідною для забезпечення незмінності моменту інерції системи відносно центра мас, має дотримуватися рівність $I_1 = I_{\text{ш}}$. Однак ця умова не дотримується, оскільки масу шатуна $m_{\text{ш}}$ замінено двома масами m_1 і m_2 . Це збільшує момент інерції порівняно з тим, коли масу шатуна поділяли на три частини. Іншими словами, $I_1 > I_{\text{ш}}$. Для отримання системи, що динамічно заміняє реальну, слід було б до системи мас m_1 і m_2 умовно додати негативний момент інерції, що дорівнює $\Delta I = I_1 - I_{\text{ш}}$. З огляду на незначність додаткового моменту, а також для спрощення розрахунків цей момент звичайно не враховують.

Для визначення мас m_1 і m_2 необхідно знати масу шатуна $m_{\text{ш}}$, а також положення його центра ваги (центра мас). Для шатуна, який вже виготовлено, ці маси визначають зважуванням на важільних терезах або способом хитань. При зважуванні визначають масу шатуна

$$m_{\text{ш}} = m_1 + m_2 \quad (15)$$

і потім зважуванням на терезах за схемою, зображеною на рис. 10, знаходять m_1 , а за допомогою рівняння (15) – m_2 . Висоти опор підбирають такими, щоб при зважуванні вісь шатуна була горизонтальною. Відстань між опорами А і В має дорівнювати довжині шатуна l .

З умови рівноваги визначають відстань центра ваги (центра мас) шатуна від осі поршневого пальця l_1 (рис. 10):

$$m_1 g l - m_{\text{ш}} g (l - l_1) = 0. \quad (16)$$

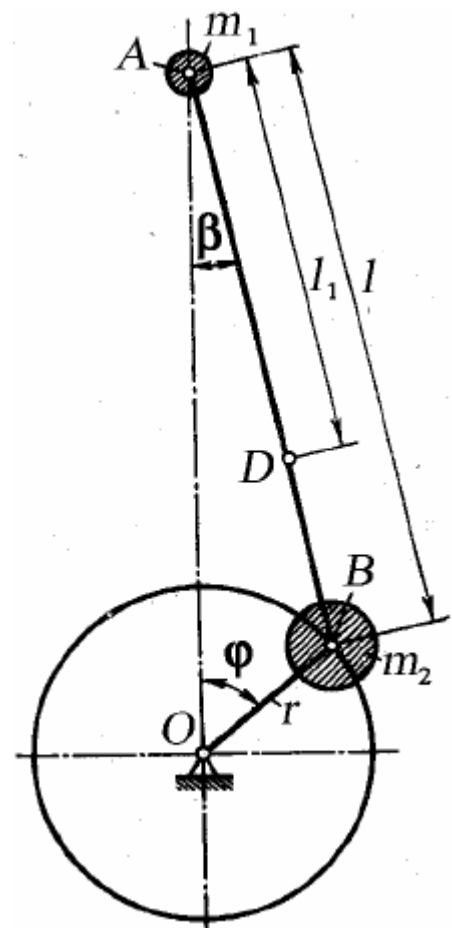


Рис. 9. Приведення мас шатуна до двох мас

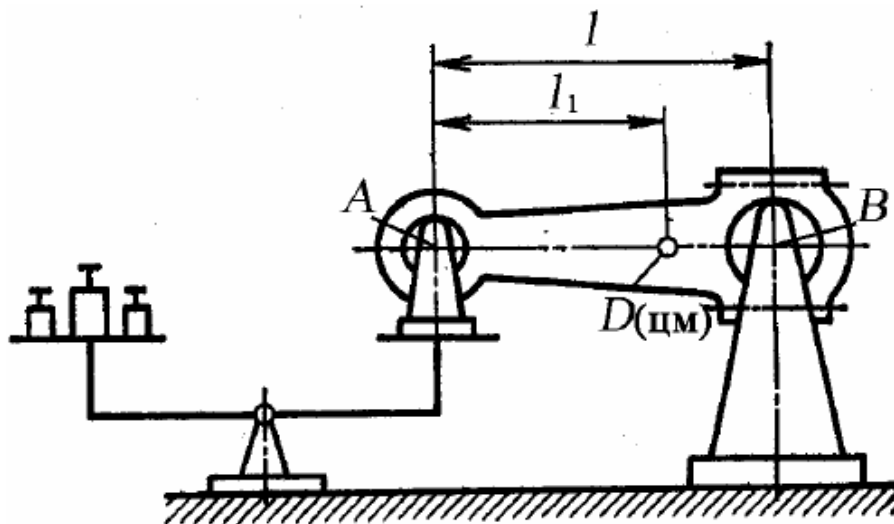


Рис. 10. Засіб зважування на важільних терезах

Спосіб хитань дозволяє виконати приведення мас до тримасової схеми і в цьому посібнику не розглядається.

У більшості існуючих поршневих двигунах величини мас, що заміщають реальний шатун, знаходяться в межах:

$$m_1 = (0,2 \dots 0,3) m_{\text{ш}};$$

$$m_2 = (0,8 \dots 0,7) m_{\text{ш}}.$$

У зіркоподібних авіаційних двигунах розподілення мас m_1 , m_2 щодо головного шатуна буде значно більшим, зважаючи на його конструкцію, що містить масивні частини для кріплення причіпних шатунів і мас m_{2i} самих цих шатунів.

Приведення обертових мас. До обертових мас КШМ належать:

- маси незрівноважених частин коліна вала (щік, шатунної шийки) m_k ;
- частина маси шатуна m_2 .

Маси таких незрівноважених частин замінимо масою, наведеною до радіуса кривошипа r , і позначимо m_r . Приведення виконують з дотриманням умови рівності відцентрової сили інерції дійсної маси відцентровій силі зведеної маси.

Масу шатунної шийки $m_{\text{ш.ш}}$ з прилеглими частинами щік вважають зосередженою в середині осі шийки (рис. 11). Оскільки центр мас її віддалено від осі кривошипа на відстань r , приведення цієї маси не потрібно. Масу середньої частини щіки $m_{\text{щ}}$ (за контуром $abcd$), що має центр мас на радіусі ρ , приводять до радіуса r :

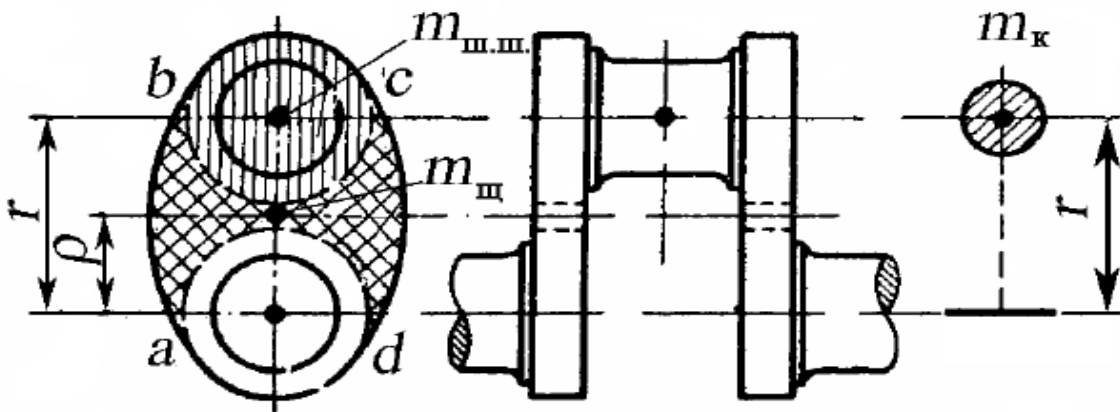


Рис. 11. Приведення обертових мас

$$m_{ш} \rho \omega^2 = (m_{ш})_r r \omega^2,$$

приведена до радіусу r маса

$$m_k = m_{ш.ш} + 2(m_{ш})_r = m_{ш.ш} + 2m_{ш} \frac{\rho}{r}, \quad (17)$$

а з урахуванням частини маси шатуна m_2 незрівноважена маса деталей m_r , що здійснюють обертальний рух:

$$m_r = m_k + m_2. \quad (18)$$

У авіаційних зіркоподібних двигунах маса m_2 містить частини мас всіх шатунів, що обертаються.

Маса деталей, що здійснюють зворотно-поступальний рух. До мас, які виконують прямолінійний зворотно-поступальний рух уздовж осі циліндра, належать маси деталей поршневої групи (поршня, пальця, кілець) і частина маси шатуна m_1 . Маса поршневої групи m_n , як і m_1 , вважається зосередженою на осі поршневого пальця і загальна маса m_j деталей, що здійснюють зворотно-поступальний рух:

$$m_j = m_n + m_1.$$

Оскільки прискорення поршня вважається відомим, то приведення цієї маси не потрібно. Таким чином, у результаті приведення маси окремих елементів КШМ можуть бути подано динамічно еквівалентною системою двох зосереджених мас, об'єднаних жорстким зв'язком: масою m_j , що здійснює зворотно-поступальний рух, і масою m_r , що здійснює обертальний рух (рис. 12). За наявності на колінах вала противаг їх масу також слід враховувати при розрахунку.

Величини m_n , m_k і $m_{ш}$ при динамічному розрахунку заново проектного двигуна вибирають із даних існуючих конструкцій.

2.3 Сили і моменти, що діють в поршневих двигунах

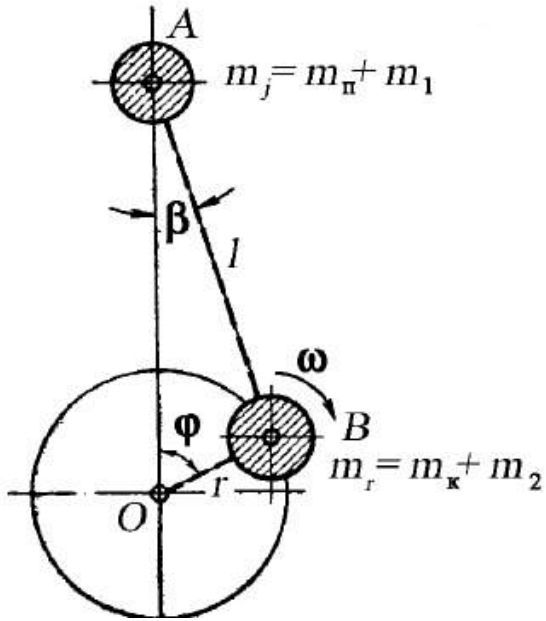


Рис. 12. Приведені еквівалентні інерційні маси

циліндра. Сила P_j через підшипники колінчастого валу діє на корпус двигуна, викликаючи його вібрацію в напрямку осі циліндра. Відцентрова сила P_c інерції обертючих мас спрямована по осі кривошипа і також викликає вібрацію двигуна на опорах. Крутний момент $M_{кр}$, що передається через колінчастий вал споживачу потужності, приводить до появи однакою за ве-

Сили і моменти, що діють в поршневих двигунах (рис. 13), залежать від такого:

- тиску газів у циліндрі;
- інерції поступально і обертально-рухомих частин;
- тертя;
- корисного опору на колінчастому валу;

– маси КШМ і двигуна в цілому.

Сила тиску газів P_g є внутрішньою, зрівноважується в самому двигуні і на опори не передається.

Сила інерції P_j прикладена до центра ваги мас, що рухаються зворотно-поступово, і спрямована вздовж осі

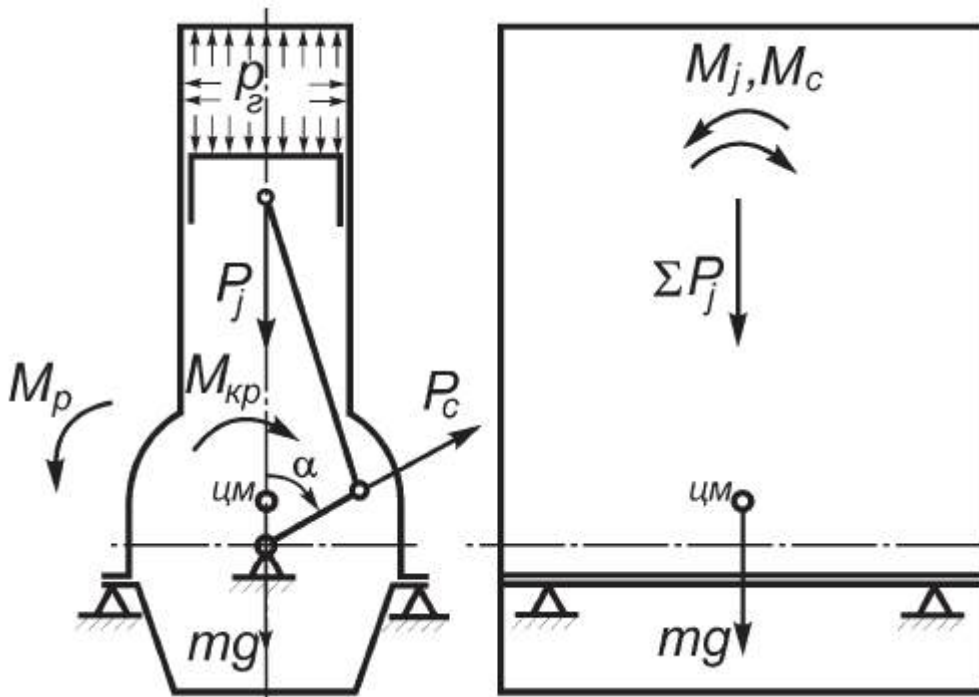


Рис. 13. Сили і моменти, що діють в поршневих двигунах

личиною, але протилежного за напрямом реактивного моменту M_p . Цей момент діє на корпус двигуна в площині, перпендикулярній осі колінчастого вала, викликаючи коливання двигуна в цій площині.

Динамічний розрахунок має такі етапи:

1. Визначення тиску газів у циліндрі за індикаторною діаграмою і її розгортки за кутом повороту колінчастого вала.

2. Визначення сил, що діють у КШМ (рис. 14).

3. Побудова векторної діаграми сил (ВДС), що діють на шатунну шийку.

4. Побудова діаграми зносу шатунної шийки.

5. Побудова ВДС, що діють на шатунний підшипник.

6. Побудова ВДС, що діють на корінні шийки.

7. Побудова діаграми зносу корінної шийки.

8. Побудова ВДС, що діють на корінний підшипник.

9. Побудова діаграми набігаючого крутного моменту $M_{кр}$.

10. Висновок щодо динамічної завантаженості ДВС.

За позитивний напрямок діючих сил тиску газів і інерції поступально рухомих частин прийнято вважати напрямом до осі колінчастого вала. Індикаторна діаграма може бути отримана з розрахунку робочого циклу (тепловий розрахунок двигуна) або експериментально на працюючому двигуні.

Рівнодіюча сил, прикладених до осі поршневого пальця:

$$P_1 = P_e + P_j, \quad (19)$$

де $P_e = p_e \frac{\pi D^2}{4}$; $P_j = -mj_n = -m_{нд} R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$.

Сила P_1 , діюча на поршень, розкладається на складові (рис. 14, 15):

– бічну силу, що діє нормально до осі циліндра:

$$N = P_1 t q \beta \quad (20)$$

– і силу, що діє вздовж осі шатуна:

$$K = \frac{P_1}{\cos \beta}. \quad (21)$$

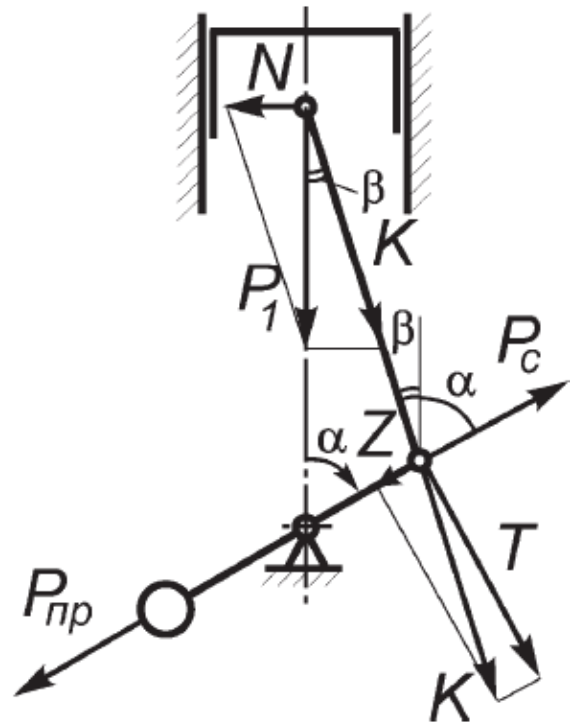


Рис. 14. Сили, що діють в КШМ

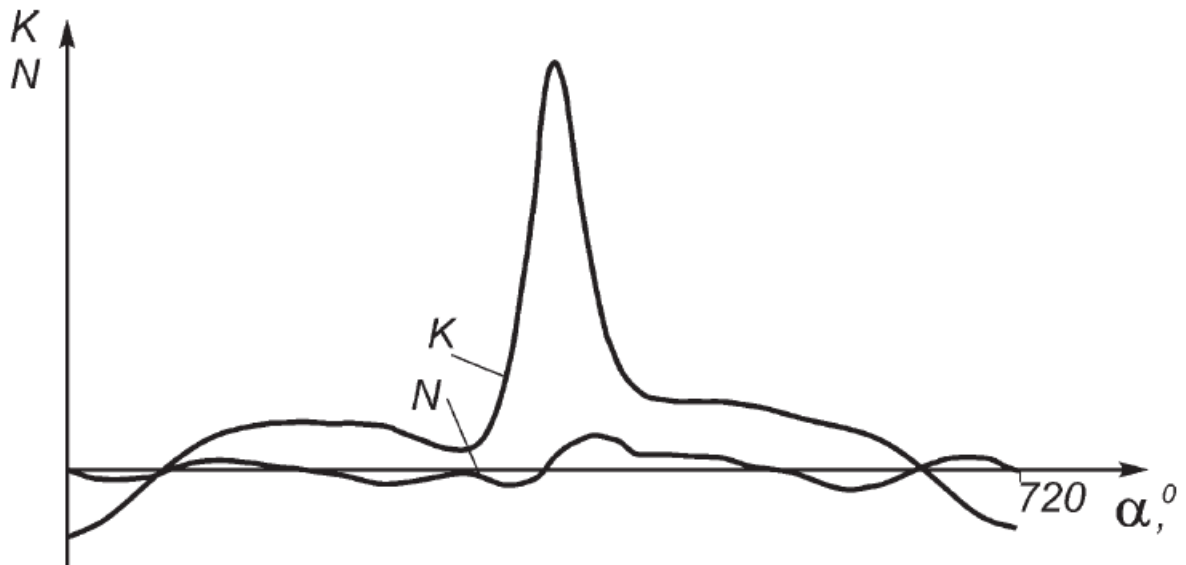


Рис. 15. Залежність сил, прикладених до осі поршневого пальця, від кута повороту колінчастого вала α

У свою чергу сила K , прикладена в центрі шатунної шийки вала, може бути розкладена на дві складові (рис. 16):

– радіальну силу, спрямовану вздовж кривошипа:

$$Z = P_1 \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \quad (22)$$

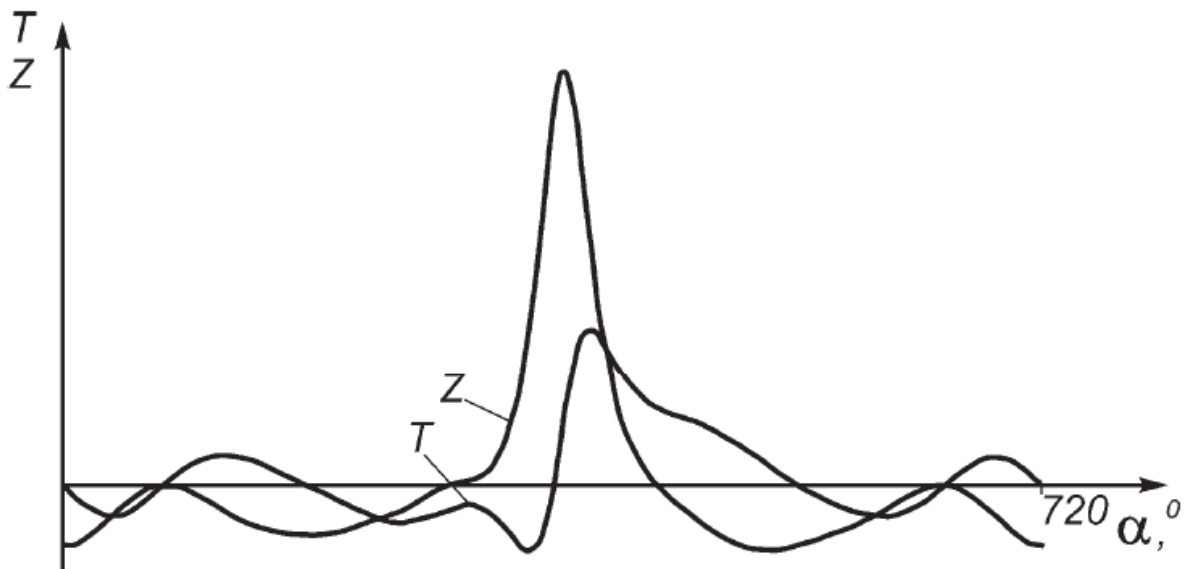


Рис. 16. Залежність сил, прикладених до осі шатунної шийки, від кута повороту колінчастого вала α

– тангенціальну, що діє перпендикулярно кривошипу і створює крутний момент:

$$T = P_1 \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (23)$$

Крім розглянутих сил, на деталі КШМ діють відцентрові сили від частини мас шатуна і колінчастого вала, віднесених до елементів КШМ, що обертаються:

$$P_c = m_{ep} R \omega^2, \quad (24)$$

а також відцентрова сила інерції противаг

$$P_{пр} = m_{пр} R_{пр} \omega^2, \quad (25)$$

де $m_{пр}$ – маса противаг;

$R_{пр}$ – відстань від центра мас противаг до осі колінчастого вала.

Сила T , діюча на шатунну шийку, створює відносно осі колінчастого вала крутний момент $M_{кр} = T \cdot R$. На осі колінчастого вала сили T і Z через їх рівнодіючу K можуть бути подані як векторна сума сил P_1 і $-N$.

Пара сил N і $-N$ створює реактивний момент M_p , що діє на опори, дорівнює за величиною і протилежний за напрямом крутному моменту двигуна $M_{кр}$:

$$M_p = P_1 R (\sin \alpha + \operatorname{tg} \beta \cos \alpha). \quad (26)$$

На рис. 17 зображено векторну діаграму сил, що діють на шатунну шийку колінчастого вала. Постійну складову, що утворена відцентровими

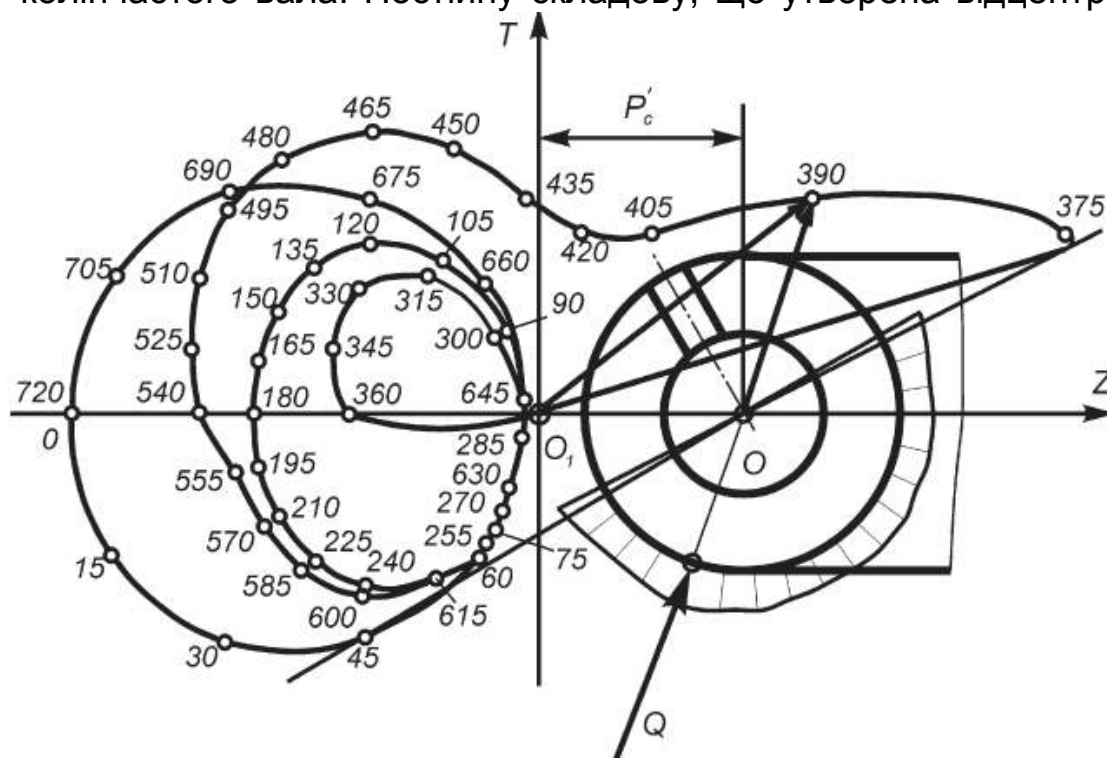


Рис. 17. Векторна діаграма сил, що діють на шатунну шийку силами P'_c обертових мас шатуна, показано як зміщення початку координат (центра шатунної шийки).

За допомогою векторної діаграми сил для певного режиму роботи двигуна визначають навантаженість поверхні шатунної шийки.

У незавантаженій частині поверхні шатунної шийки рекомендується розмістити вихід отвору для підведення мастила з порожнини шатунної шийки до підшипника шатуна. Слід зазначити, що при виборі місця під отвір необхідно враховувати різні режими роботи двигуна.

Використовуючи діаграму сил, що діють на шатунну шийку, можна побудувати умовну діаграму її зносу. Після створення векторної діаграми сил, що діють на шатунну шийку колінчастого вала, будують векторну діаграму сил, що діють на шатунний підшипник. При повороті кривошипа на кут α підшипник шатуна щодо шатунної шийки повертається на кут $\alpha + \beta$.

Отже, для того, щоб розташувати вектор сили Q (рис. 18) щодо осей, з'єднаних з підшипником шатуна, його необхідно повернути в напрямку, протилежному обертанню шийки, на кут $\alpha + \beta$ і спрямувати в протилежний бік.

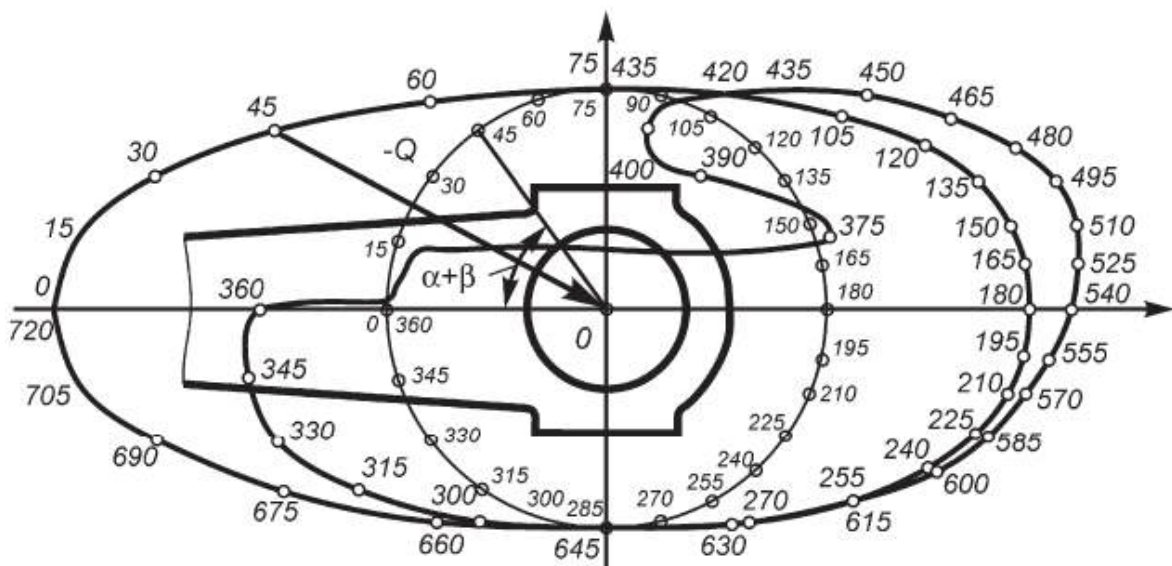


Рис. 18. Векторна діаграма сил, що діють на шатунний підшипник

При побудові векторної діаграми сил, що діють на корінні шийки і корінні підшипники, роблять припущення, що на корінну шийку колінчастого вала діють реакції від сил поруч розташованих циліндрів, хоча на її навантаженість впливають і більш віддалені циліндри. Для визначення сил, діючих на корінну шийку кривошипа, розглядають шийку, що знаходиться між i та $i + 1$ циліндрами (рис. 19). Кривошипи вала розташовані під кутом, який відраховують за годинниковою стрілкою. Сили реакції на i -й шийці позначають штрихом, а на наступній – двома штрихами.

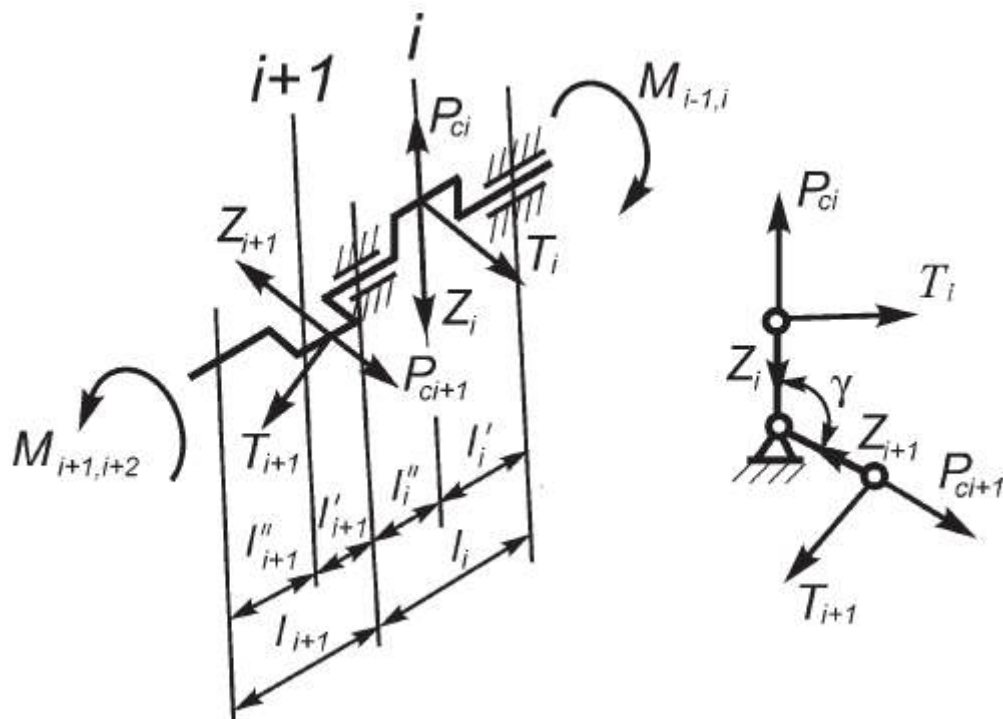


Рис. 19. Схема діючих сил на корінні шийки колінчастого вала

За умови, що кожне коліно можна уявити як балку на двох опорах, реакції сил i -го циліндра на корінних шийках:

$$\left. \begin{aligned} T'_i &= T_i \frac{l''_i}{l_i}; & Z'_i &= Z_i \frac{l''_i}{l_i}; & P'_{ci} &= P_{ci} \frac{l''_i}{l_i}; \\ T''_i &= T_i \frac{l'_i}{l_i}; & Z''_i &= Z_i \frac{l'_i}{l_i}; & P''_{ci} &= P_{ci} \frac{l'_i}{l_i}. \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Реакції сил $(i+1)$ -го циліндра:

$$\left. \begin{aligned} T'_{i+1} &= T_{i+1} \frac{l''_{i+1}}{l_{i+1}}; & Z'_{i+1} &= Z_{i+1} \frac{l''_{i+1}}{l_{i+1}}; & P'_{ci+1} &= P_{ci+1} \frac{l''_{i+1}}{l_{i+1}}; \\ T''_{i+1} &= T_{i+1} \frac{l'_{i+1}}{l_{i+1}}; & Z''_{i+1} &= Z_{i+1} \frac{l'_{i+1}}{l_{i+1}}; & P''_{ci+1} &= P_{ci+1} \frac{l'_{i+1}}{l_{i+1}}. \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Для спрощення підрахунків приймають, що реакції мають ті ж знаки, що і сили. Надалі це припущення буде враховано при зображенні шийки (коліна) на векторній діаграмі. Проекції сил $(i+1)$ -го циліндра на осі T і Z i -го циліндра визначають з урахуванням позитивного спрямування сил:

$$\left. \begin{aligned} T'_{T_{i+1}} &= T'_{i+1} \cos \gamma; \\ T'_{Z_{i+1}} &= -Z'_{i+1} \sin \gamma; \\ T'_{P_{ci+1}} &= P'_{ci+1} \sin \gamma; \\ Z'_{T_{i+1}} &= T'_{i+1} \sin \gamma; \\ T'_{Z_{i+1}} &= -Z'_{i+1} \cos \gamma; \\ T'_{P_{ci+1}} &= P'_{ci+1} \cos \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Тоді суми реакцій сил i -го циліндра і проєкцій реакцій сил $(i+1)$ -го циліндра на осі T і Z визначають з виразів

$$\left. \begin{aligned} T_{i,i+1} &= T'_i + T'_{i+1} \cos \gamma - Z'_{i+1} \sin \gamma + P'_{ci+1} \sin \gamma; \\ Z_{i,i+1} &= Z''_i - P''_{ci} + T''_{i+1} \sin \gamma + Z'_{i+1} \cos \gamma - P'_{ci-1} \cos \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

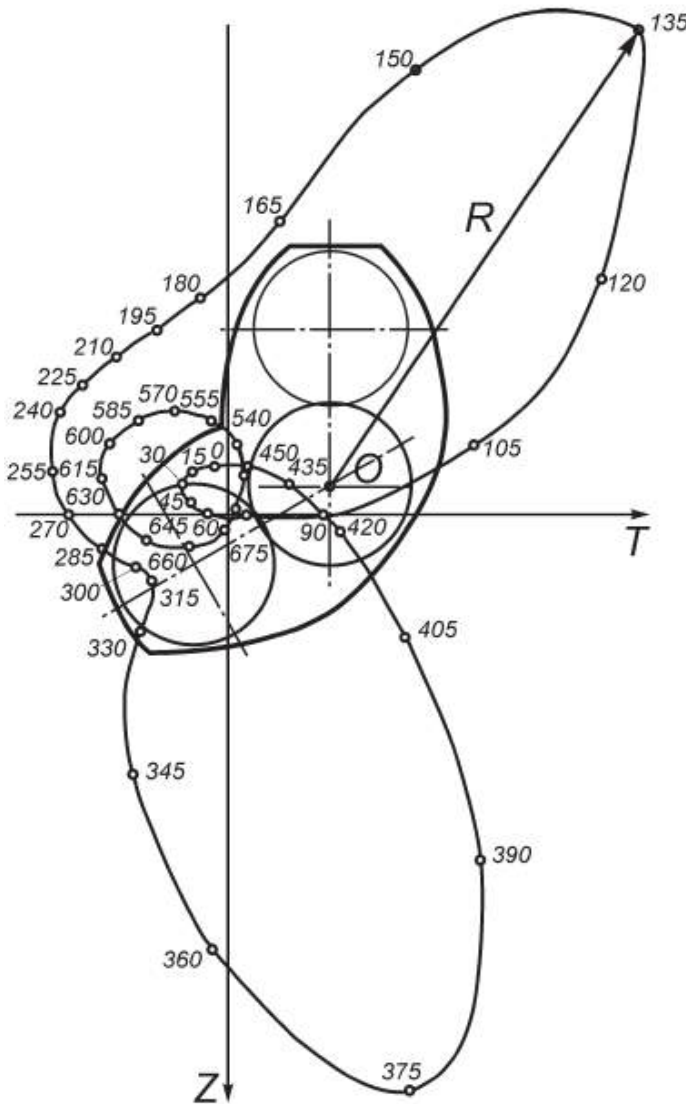


Рис. 20. Векторна діаграма сил, що навантажують корінну шийку

Величини сил $T_{i,i+1}$ і $Z_{i,i+1}$ наводять залежно від кута повороту кривошипа першого циліндра від початку циклу в формі векторної діаграми (рис. 20). Оскільки при побудові діаграми реакції приймали зі знаками сил, для правильного подання шийки на діаграмі відмічене зображення шийки з кривошипами необхідно повернути на 180° і в такому вигляді зафіксувати на векторній діаграмі. Діаграму зносу корінної шийки будують аналогічно діаграмі зносу шатунної шийки.

Векторну діаграму сил, що діють на корінний підшипник, будують так само, як і векторну діаграму сил шатунного підшипника, за винятком того, що кут відхилення осі корінного підшипника становить не $\alpha + \beta$, а α .

2.4 Сили, моменти і векторні діаграми сил v-подібних (зіркоподібних) двигунів

Сили, що діють на шатунну шийку у V-образному двигуні з причіпним шатуном, а також у W-образному і зіркоподібному двигунах з декількома шатунами, визначаються сумою всіх сил в КШМ, які розташовані в площині, перпендикулярній осі колінчастого вала. Значення сил під дією тиску газів приймають однаковими, їх визначають за індикаторною діаграмою. Математичні вирази, які описують дію газових сил, будуть вирізнятися тільки фазовими кутами, залежними від кутів розвалу і порядку роботи циліндрів в секції. Сили інерції знаходять після обчислення прискорень поршнів в бічних циліндрах. На рис. 21 показано сили, що виникають у бічному циліндрі і діють на деталі КШМ як бічного, так і основного циліндрів.

Сила, спрямована по осі причіпного шатуна:

$$K_1 = \frac{P_1}{\cos \beta_1}. \quad (31)$$

Сила, прикладена до осі поршневого пальця причіпного шатуна і діюча нормально до стінки бічного циліндра:

$$N_1 = P_1 \operatorname{tg} \beta_1. \quad (32)$$

Дія сили K_1 на головний шатун зводиться до сили K_1 , що діє в точці B , і моменту $K_1 R_1 \sin(\beta - \beta_1)$. Діючи на головний шатун, момент створює в точках A і B рівні і протилежно спрямовані сили N'_1 (перпендикулярні осі основного циліндра). Отже, додаткову силу, прикладену до осі поршневого пальця головного шатуна, діючу нормально до стінки головного циліндра і викликану дією сили K_1 , визначають з виразу

$$N'_1 = P_1 \frac{(R_1/L) \sin(\beta - \beta_1)}{\cos \beta \cos \beta_1}. \quad (33)$$

Розкладаючи сили N'_1 і K_1 в точці B , отримують відповідно тангенціальну і радіальну сили, що діють на шатунну шийку під впливом сил в бічному циліндрі:

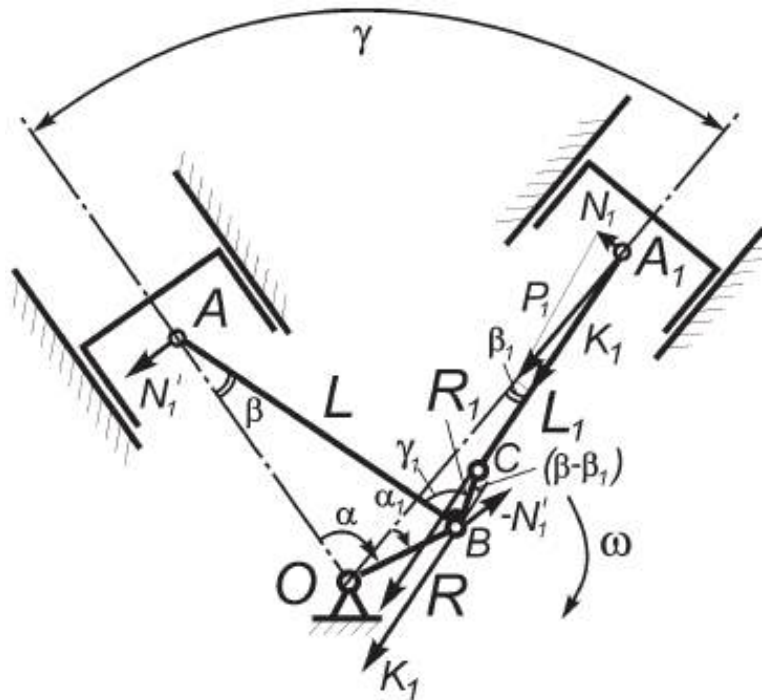


Рис. 21. Сили, що діють в КШМ ДВЗ з причіпним шатуном

$$T_1 = K_1 \sin(\alpha_1 + \beta_1) + N'_1 \cos \alpha; \quad (34)$$

$$Z_1 = K_1 \cos(\alpha_1 + \beta_1) + N'_1 \sin \alpha. \quad (35)$$

Запитання для самоперевірки

1. Чому дійсну масу шатуна замінюють наведеними масами, зосередженими в центрах поршневої і кривошипної головок відповідно?
2. Якими способами можна визначити центр мас виготовленого шатуна?
3. Чи відрізняється зведена маса щоки від дійсної?
4. Яка частина мас кривошипно-шатунного механізму здійснює обертальний рух?
5. Яка частина мас кривошипно-шатунного механізму здійснює зворотно-поступальний рух?
6. Як вибирають маси деталей кривошипно-шатунного механізму на етапі проектування?
7. Чим визначається величина бічної сили N і яким є негативний вплив її на роботу кривошипно-шатунного механізму?
8. Від чого залежить величина сили K , що діє вздовж шатуна?
9. Чи впливають на величину сили T сили інерції мас, що здійснюють зворотно-поступальний рух?
10. Від чого залежить величина крутного моменту $M_{кр}$?
11. Як виникає реактивний момент M_p і чи можна його зрівноважити?
12. Як визначаються знаки сил і моментів, що діють в кривошипно-шатунному механізмі?
13. В яких координатах будують полярну діаграму навантажень на шатунну шийку?
14. Чому виникає необхідність зміщення в полярній діаграмі навантажень на шатунну шийку в координатах $T - Z$ на величину P'_c ?
15. Які сили діють на головний шатун у двигуні з причіпними шатунами?

3 ЗРІВНОВАЖЕННЯ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ

Сили, що виникають при роботі поршневих двигунів, можна поділити на зовнішні й внутрішні, які, в свою чергу, можуть бути зрівноваженими і незрівноваженими. До зовнішніх сил належать вага двигуна, реактивні сили під дією випускних газів і рухомих рідин, моменти сил опору зовнішнього середовища обертанню колінчастого вала, гвинта та ін.

До внутрішніх сил належать сили інерції рухомих поступально і незрівноважених обертових мас, а також реактивний крутний момент.

Зрівноваженими силами є такі, які при підсумовуванні не приводять до вільного моменту і рівнодіюча яких дорівнює нулю, – сили тиску газів у циліндрі двигуна і сили тертя. До незрівноважених слід віднести сили, що передаються на опори двигуна, – вагу двигуна, реакції випускних газів і рухомих рідин, сили інерції обертових і поступально рухомих мас, тангенціальні сили інерції обертових мас при змінній кутовій швидкості, а також реактивний крутний момент.

Оскільки повністю зрівноваженим двигун бути не може, під зрівноваженням двигуна розуміють дотримання допустимого ступеня незрівноваженості.

Багато з перелічених вище сил практично не впливають на зрівноваження двигуна, оскільки вага двигуна постійна за величиною і напрямком, сумарна реакція випускних газів при сталих режимах роботи двигуна незначно змінюється за величиною, сумарна реакція рухомих рідин за величиною мізерно мала, тангенціальні сили інерції обертових мас практично постійні за величиною і напрямком.

Отже, причиною незрівноваженості двигуна є сили інерції рухомих зворотно-поступальних і незрівноважених обертових мас, а також реактивний момент.

Умови рівноваги:

статичної – сума сил дорівнює нулю;

динамічної – сума моментів дорівнює нулю.

Завданням зрівноваження двигуна є створення за допомогою компонування і противаг такого поєднання сил, при якому сумарні сили інерції $\sum P_j$ і $\sum P_c$, а також моменти цих сил M_j і M_c дорівнювали б нулю.

Зрівноваження сил інерції обертових мас кривошипного механізму двигуна досягається таким розміщенням обертових мас кривошипів і мас противаг, при якому були б дотримані такі умови:

– центр ваги наведеної системи вала збігається з віссю обертання останнього;

– сума моментів відцентрових сил обертових мас щодо будь-якої точки осі вала дорівнює нулю.

Для отримання передбаченої зрівноваженості двигуна ряд вимог висувають також до виробництва окремих деталей двигуна відносно дотримання допусків на маси і розміри:

- 1) рівність мас поршневих груп;
- 2) рівність мас шатунів і однакового розташування їх центрів ваги;
- 3) динамічна зрівноваженість колінчастого вала, що досягається його балансуванням.

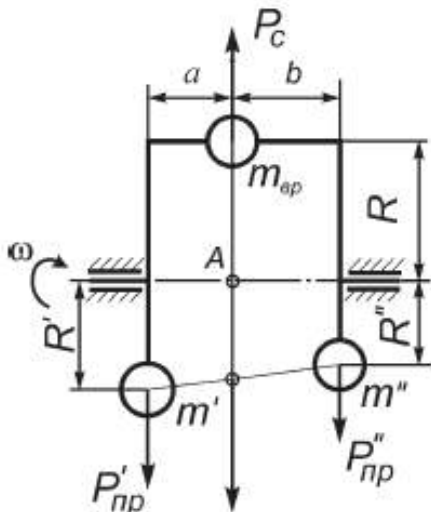


Рис. 22. Кривошип з противагами для зрівноваження відцентрової сили інерції

У валу, що має одне коліно, сума відцентрових сил, що розвиваються двома противагами, має бути протилежною за напрямом відцентровій силі P_c і такою, що дорівнює їй (рис. 22). Отже, у більшості випадків маса кожної противаги $a = b$ і $R'_{пр} = R''_{пр}$, тому:

$$m' = m'' = m_{пр} = 0,5 m_{об} R / R_{пр}. \quad (36)$$

Величини $m_{пр}$ і $R_{пр}$ – невідомі їх значення, пов'язані між собою. Тому при визначенні розмірів противаг необхідно обчислити статичний момент $S_{пр} = m_{пр} \cdot R_{пр}$ противаг, який має дорівнювати 1/2 статичного моменту мас, що обертаються. У першому наближенні форми противаги можна отримати у формі кругового сектора. Статичний момент сектора

можна отримати у формі кругового сектора. Статичний момент сектора

$$S_{пр} = \int_{-\alpha_{пр}/2}^{\alpha_{пр}/2} \int_{R_1}^{R_2} \rho b_{пр} R^2 dR \cos \alpha d\alpha = \frac{2}{3} \rho b_{пр} (R_2^3 - R_1^3) \sin \frac{\alpha_{пр}}{2} = \frac{m_{об} R}{2}, \quad (37)$$

де ρ – щільність матеріалу противаги;

R_2 і R_1 – максимальне і мінімальне значення радіуса противаги відповідно (рис. 23). Як правило, величину R_2 вибирають максимально можливо при заданих розмірах картера, щоб при мінімальній масі забезпечити необхідний статичний момент.

Кут сектора противаг

$$\alpha_{пр} = 2 \arcsin \left(\frac{3 m_{об} R}{4 \rho b_{пр} (R_2^3 - R_1^3)} \right). \quad (38)$$

Маса противаги

$$m_{пр} = \frac{1}{2} \rho b_{пр} (R_2^2 - R_1^2) \alpha_{пр}. \quad (39)$$

Відстань від осі обертання колінчастого вала до центра ваги противаги

$$R_{пр} = \frac{4 (R_2^3 - R_1^3) \sin \frac{\alpha_{пр}}{2}}{3 (R_2^2 - R_1^2) \alpha_{пр}}. \quad (40)$$

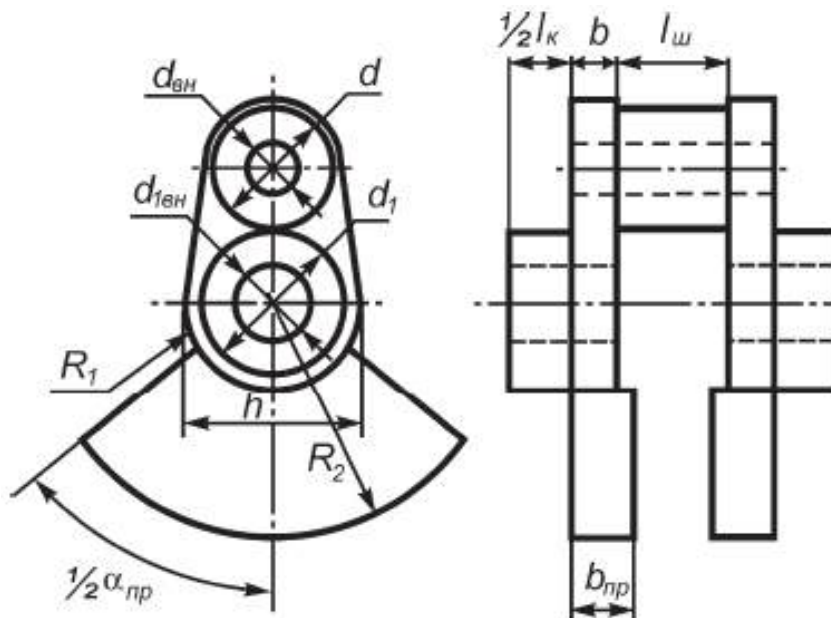


Рис. 23. Розрахункова схема визначення мас противаг

У разі противаги довільної форми значення $S_{пр}$ можна визначити приблизно, розбивши противагу на окремі сектори. Тоді

$$S_p = \sum_i S_i,$$

де S_i – статичний момент i -го сектора, що визначають за формулою (37).

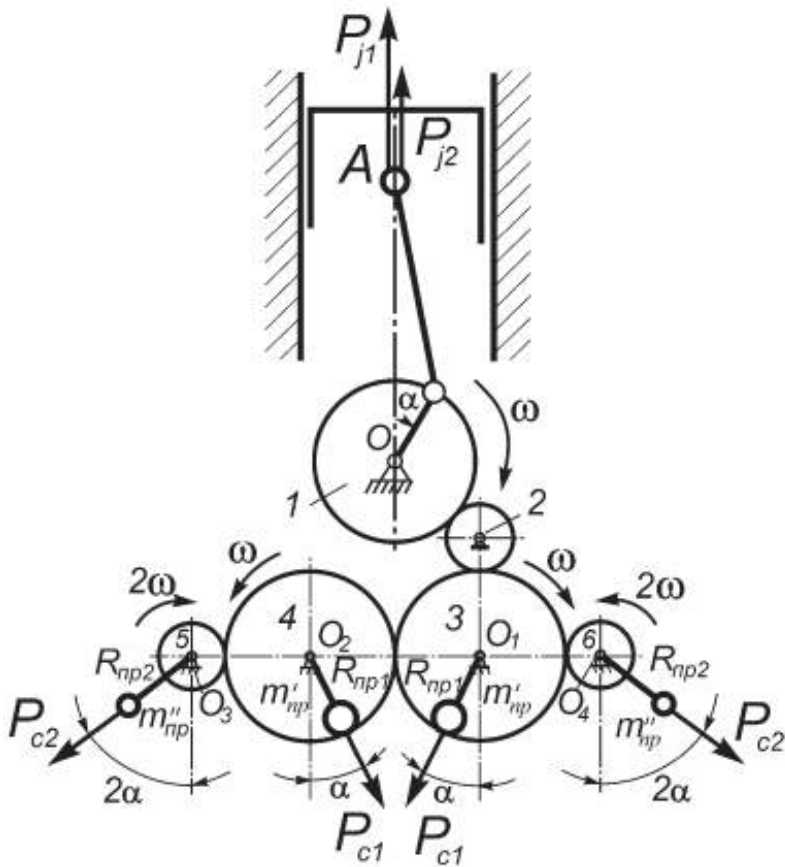


Рис. 24. Механізм для зрівноваження сил інерції поступально рухомих мас першого і другого порядків

вою $P_y = m_{пр} r_{пр} 2 \cos \alpha$ діятиме горизонтальна складова $P_x = m_{пр} r_{пр} 2 \sin \alpha$. Таким чином, при встановленні противаг $m_{пр}$ дія сили P_{j1} переноситься з вертикальної площини в горизонтальну і, отже, зрівноважити таку силу за допомогою противаг, розташованих на продовженні щік колінчастого вала, не є можливим.

Повного зрівноваження сил інерції першого і другого порядків можна досягти, застосувавши додаткові вали з противагами (метод Ланчестера) (рис. 24).

Для зрівноваження сил інерції першого порядку P_{j1} на додаткових валах O_1 і O_2 , що починають рухатися під дією колінчастого вала за допомогою зубчастих передач і що розташовані симетрично відносно осі циліндра, встановлюють дві противаги $m'_{пр}$.

Противаги обертаються в різні боки з кутовою швидкістю колінчастого вала ω і закріплюються так, щоб рівнодійна їх відцентрових сил інерції діяла в площині, що проходить через вісь циліндра, і при положенні поршня у ВМТ була спрямована вниз. На рис. 24 привід додаткових валів O_1 і O_2 виконується за допомогою шестірні 1, що знаходиться на колінчастому валі, проміжної шестірні 2 і шестерень 3 і 4, насаджених на вали O_1 і O_2 .

Повне або часткове зрівноваження сил інерції поступально рухомих мас одноциліндрового двигуна може бути досягнуто лише за допомогою противаг. Для зрівноваження сил інерції першого порядку P_{j1} при встановленні на продовженні щік двох противаг (див. рис. 22) величини $m_{пр}$ і $R_{пр}$ необхідно підібрати так, щоб вертикальна складова P_y дорівнювала величині P_{j1} і була протилежною до неї за напрямом. Проте одночасно з вертикальною складо-

Маса противаг $m'_{пр}$ має бути такою, щоб відцентрова сила інерції P'_{c_1} , що розвивається ними, дорівнювала половині найбільшого значення сили P_{j_1} :

$$m_{пд} R \omega^2 = 2m'_{пр} R_{пр1} \omega^2. \quad (41)$$

Статичний момент противаги

$$S_{пр} = m'_{пр} R_{пр1} = \frac{1}{2} m_{пд} R. \quad (42)$$

Горизонтальні складові сил P_{c_1} завжди дорівнюватимуть одна одній за величиною, але будуть протилежними за напрямом.

Силу інерції другого порядку P_{j_2} можна зрівноважити аналогічним чином, тобто шляхом установалення противаг на додаткових валах O_3 і O_4 , яким надається рух за допомогою шестерень 5 і 6 і які обертаються в різні боки з подвоєною кутковою швидкістю 2. У даному випадку маса кожної з противаг $m''_{пр}$ і відстань її центра ваги від осі відповідного вала $R_{пр2}$ мають бути такі, щоб забезпечити рівність

$$m''_{пр} R_{пр2} = \frac{1}{8} m_{пд} R \lambda. \quad (43)$$

Горизонтальні складові відцентрових сил інерції також взаємно зрівноважуються.

Особливістю зрівноваження багатоциліндрових двигунів є те, що в них можуть бути не лише незрівноважені відцентрові сили і сили інерції зворотно-поступально рухомих мас, але і моменти, які вони створюють.

Для зрівноваження сил інерції і їх моментів у багатоциліндровому двигуні необхідно і досить, щоб рівнодійні всіх сил інерції, що діють в площині, що проходить через вісь вала, а також сума моментів цих сил відносно вибраної осі дорівнювали нулю:

$$\begin{aligned} \sum_{n=1}^i P_{j_1} &= \sum_{n=1}^i K_j \cos \alpha_n = 0; \quad \sum_{n=1}^i P_{j_2} = \sum_{n=1}^i \lambda K_j \cos 2\alpha_n = 0; \\ \sum_{n=1}^i P_{cy} &= \sum_{n=1}^i P_c \cos \alpha_n = 0; \quad \sum_{n=1}^i P_{cx} = \sum_{n=1}^i P_c \sin \alpha_n = 0; \\ M_{j_1} &= \sum_{n=2}^i K_j \cos \alpha_n L_n = 0; \quad M_{j_2} = \sum_{n=2}^i \lambda K_j \cos 2\alpha_n L_n = 0; \\ M_{cy} &= \sum_{n=2}^i P_c \cos \alpha_n L_n = 0; \quad M_{cx} = \sum_{n=2}^i P_c \sin \alpha_n L_n = 0, \end{aligned} \quad (44)$$

де $K_j = m_{пд} R \omega^2$;

L_n – відстань між осями першого і n -го циліндрів;

$$\alpha_n = \alpha + \delta_n;$$

δ_n – кут між кривошипами першого і n -го циліндрів, відлічений за напрямом обертання колінчастого вала.

При проектуванні двигуна прагнуть шляхом вибору схем розташування кривошипів колінчастого вала і циліндрів створити таку конструкцію, в якій сумарні сили інерції $\sum P_{j_1}$, $\sum P_{j_2}$, $\sum P_c$ та моменти M_{j_1} , M_{j_2} , M_c дорівнювали б нулю. Якщо це не вдається, то двигун зрівноважують за допомогою додаткових пристроїв.

Для забезпечення повного зрівноваження двигуна потрібне істотне ускладнення конструкції, що з врахуванням високих порядків гармонійних складових сил інерції практично нездійсненно, тому двигун залишається частково незрівноваженим. Величини незрівноважених сил і моментів, а також реактивного моменту є вихідними даними для розрахунку рівня вібрації об'єкта, на якому встановлено двигун, а також рівня вібрації самого двигуна, якщо його встановлено на пружних опорах.

3.1 Приклади зрівноваження деяких двигунів

Однорядний двоциліндровий двигун. Колінчастий вал цього двигуна (рис. 25) має коліна, розташовані під кутом 180° .

Сили інерції першого порядку першого і другого циліндрів зрівноважують один одного:

$$\begin{aligned} P_{j_1} &= C \cos \varphi, \quad C = -mjR\omega^2; \\ P_{j_2} &= C \cos(180^\circ + \varphi) = -C \cos \varphi. \end{aligned} \quad (45)$$

Проте вони призводять до незрівноваженого моменту, що діє в площині циліндрів:

$$M_{j_1} = aC \cos \varphi. \quad (46)$$

Сили інерції другого порядку

$$\begin{aligned} P_{j_{11}} &= \lambda C \cos 2\varphi; \\ P_{j_{12}} &= \lambda C \cos 2(180^\circ + \varphi) = \lambda C \cos 2\varphi \end{aligned} \quad (47)$$

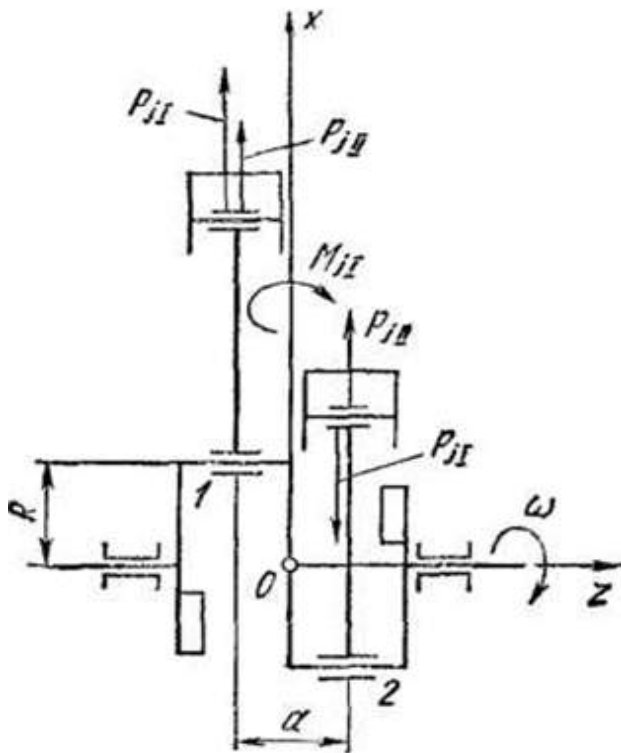


Рис. 25. Двоциліндровий двигун, що має коліна, розташовані під кутом 180°

однаково спрямовані і мають рівнодійну

$$\sum P_{ji} = 2\lambda C \cos 2\varphi. \quad (48)$$

Момент під дією сил інерції другого порядку дорівнює нулю.

Двоциліндровий чотиритактний двигун з протилежно розташованими циліндрами (опозитна схема). У такому двигуні застосовується двоколінний вал з кутом між колінами 180° , зрівноважений противагами (рис. 26). Сили інерції першого і другого порядків спрямовані завжди в протилежні боки і зрівноважені, але є незрівноваженим момент

$$M_j = M_{jI} + M_{jII} = aC(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (49)$$

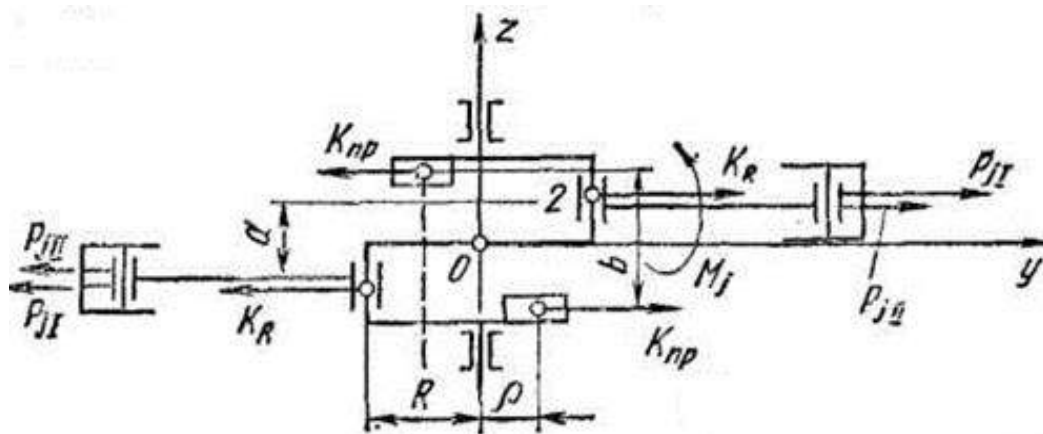


Рис. 26. Двоциліндровий опозитний двигун

Зрозуміло, що чотири- та шестициліндрові двигуни будуть зрівноваженими аналогічно двоциліндровому.

Однорядний чотирициліндровий чотиритактний двигун. Колінчастий вал такого двигуна (рис. 27) має коліна, розташовані під кутом 180° . Вал є зрівноваженим, оскільки сили і моменти інерції мас, що обертаються, дорівнюють нулю.

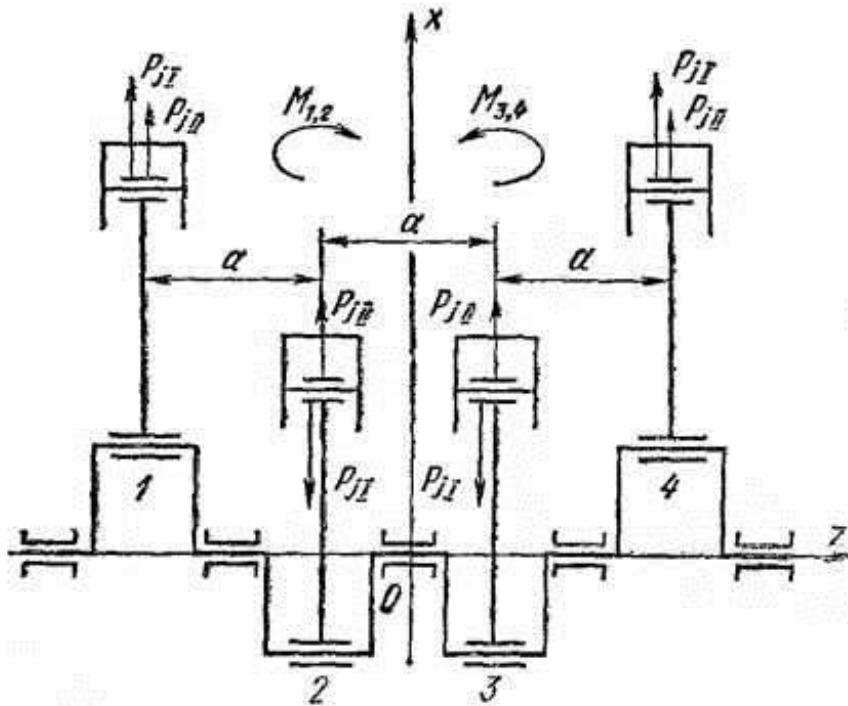


Рис. 27. Чотирициліндровий рядний двигун

Сили інерції першого порядку першого і четвертого циліндрів

$$P_{jI} = C \cos \varphi, \quad (50)$$

другого і третього

$$P_{jI} = C \cos(180^\circ + \varphi) = -C \cos \varphi. \quad (51)$$

Їх рівнодіюча

$$\sum P_{jI} = 0. \quad (52)$$

Унаслідок симетричної дії цих сил відносно середини вала момент

$$M_{jI} = 0. \quad (53)$$

Сили інерції другого порядку першого і четвертого циліндрів

$$P_{jII} = \lambda C \cos 2\varphi, \quad (54)$$

другого і третього

$$P_{jII} = \lambda C \cos 2(180^\circ + \varphi) = \lambda C \cos 2\varphi. \quad (55)$$

Сумарна незрівноважена сила інерції другого порядку

$$\sum P_{jII} = 4\lambda C \cos 2\varphi. \quad (56)$$

Момент сил інерції другого порядку дорівнює нулю.

Однорядний шестициліндровий чотиритактний двигун. Колінчастий вал двигуна має коліна, розташовані під кутом 120° (рис. 28). Вал є зрівноваженим, оскільки сили і моменти інерції мас, що обертаються, дорівнюють нулю.

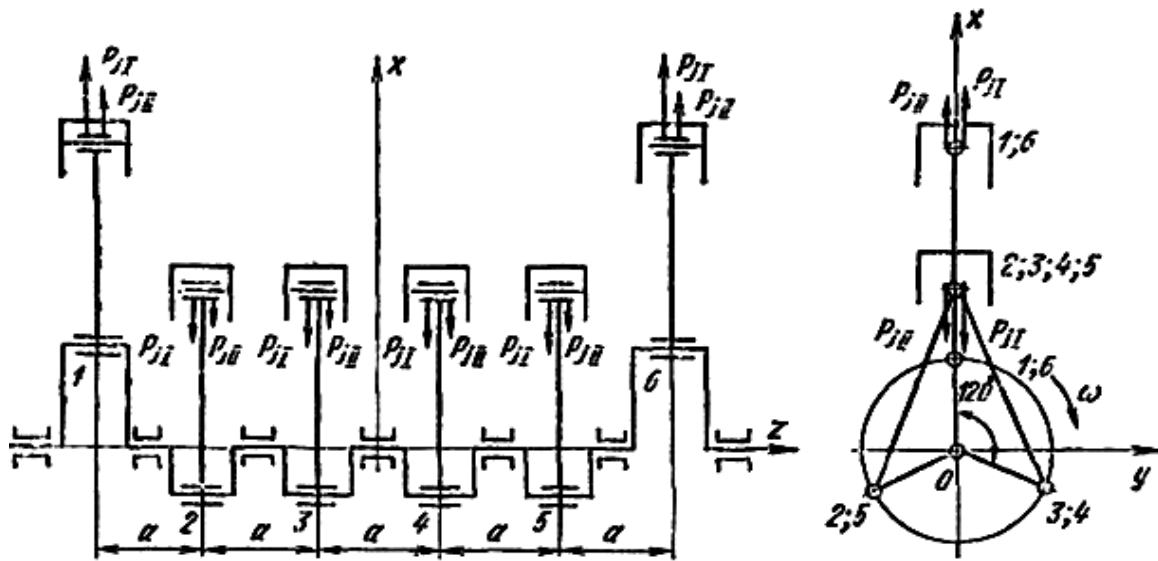


Рис. 28. Шестициліндровий рядний двигун

Сили інерції першого і другого порядків першого і шостого циліндрів

$$P_{jI} = C \cos \varphi, \quad P_{jII} = \lambda C \cos 2\varphi. \quad (57)$$

Сили інерції першого і другого порядків другого, п'ятого і третього, четвертого циліндрів відповідно:

$$P_{jI} = C \cos(120^\circ + \varphi), \quad P_{jII} = \lambda C \cos 2(120^\circ + \varphi); \quad (58)$$

$$P_{jI} = C \cos(240^\circ + \varphi), \quad P_{jII} = \lambda C \cos 2(240^\circ + \varphi). \quad (59)$$

Рівнодійна сила інерції першого порядку всіх циліндрів

$$\sum P_{jI} = 2C [\cos \varphi + \cos(240^\circ + \varphi) + \cos(120^\circ + \varphi)] = 0. \quad (60)$$

Аналогічно рівнодійна сила інерції другого порядку

$$\sum P_{jII} = 0. \quad (61)$$

Унаслідок дзеркального розташування колін вала сили інерції не створюватимуть жодних подовжніх моментів.

Дворядний дванадцятициліндровий чотиритактний двигун. Дванадцятициліндровий V-подібний двигун можна розглядати як сукупність двох однорядних шестициліндрових двигунів, що працюють на одному шестиколінному валі. У кожному шестициліндровому двигуні сили інерції першого і другого порядків і їх моменти зрівноважені, отже, це справедливо і для дванадцятициліндрового двигуна.

Зрівноваження зіркоподібних двигунів. Однорядний зіркоподібний двигун показано на рис. 29. Сили інерції обертальних мас зрівноважуються внаслідок противаг, як і раніше.

Якщо перенести сили інерції поступально рухомих мас кожного циліндра на вісь вала і скласти їх, то отримаємо рівнодійну $\sum P_{jn}$, що діє на опори вала. Цю змінну за величиною і напрямом рівнодійну сил інерції поступально рухомих мас усіх циліндрів з достатньою точністю можна навести як суму сил першого і другого порядків $\sum P_{jnl}$ та $\sum P_{jnll}$. Сила інерції першого порядку $\sum P_{jnl}$ спрямована вздовж кривошипа (по радіусу) від осі обертання і є постійною за величиною

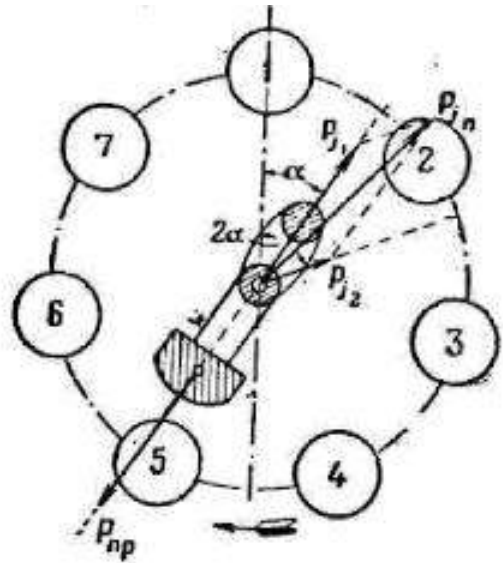


Рис. 29. Зрівноваження сил інерції під дією мас, що поступово рухаються

$$\sum P_{jnl} = -0,5im_n R\omega^2, \quad (62)$$

де im_n – поступально рухома маса деталей всіх циліндрів.

Після встановлення противаг, що зрівноважать силу (62) та сили інерції обертальних мас, зостанеться сила інерції 2-го порядку, що обертається з подвійною кутовою швидкістю

$$\sum P_{jnll} = im_n \omega^2 R\lambda, \quad (63)$$

де r і l – радіус причіпа і довжина причіпного шатуна відповідно.

При куті повороту колінчастого вала $\alpha = 0$ (по головному шатуну) сила спрямована проти осі головного циліндра. Ця сила обумовлена тим, що шатуни є причіпними, а не центральними. Величина цієї сили становить 10 кН у двигуні типу АШ-62 (на номінальному режимі). Такий двигун у літаці відіграє роль вібратора з частотою збудження 2ω , тому такі двигуни обов'язково встановлені на пружних амортизуючих підвісах.

Запитання для самоперевірки

1. Які сили, що виникають при роботі поршневих двигунів, вважають зовнішніми, а які – внутрішніми?
2. Які сили можуть бути зрівноваженими і незрівноваженими?
3. Як сформулювати умови статичної і динамічної рівноваги поршневого двигуна?
4. Як зрівноважити обертальні маси рухомих частин?

5. Як зрівноважити одноциліндрові двигуни?
6. Як зрівноважити двоциліндрові двигуни?
7. Як зрівноважити рядний чотирициліндровий двигун?
8. Як зрівноважити рядний шестициліндровий і V-подібний дванадцятициліндровий двигун?
9. Як зрівноважити зіркоподібний двигун?

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Нейман, И. Ш. Динамика и расчет на прочность авиационных моторов: справочник / И. Ш. Нейман. – М.-Л.: ОНТИ НКТП СССР: Гос. авиац. и автотракт. изд-во, 1933. – 262 с.
2. Авиационные поршневые двигатели. Кинематика, динамика и расчет на прочность / И. А. Биргер, Н. И. Дружинин, В. К. Житомирский и др. – М. : Оборонгиз, 1950. – 870 с.
3. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учеб. для студентов высш. учеб. заведений, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" направления подготовки "Энергомашиностроение" / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков ; под. ред. Н. Д. Чайнова. – М. : Машиностроение, 2008. – 496 с.
4. Гоц, А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей : учеб. пособие / А. Н. Гоц. – 2-е изд., испр. и доп. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2014. – 142 с.
5. Жуков, В. А. Анализ алгоритмов расчета кинематики кривошипно-шатунных механизмов с прицепными шатунами / В. А. Жуков, А. И. Яманин // Вестник ГУМРФ им. Макарава. – С-Пб, 2016. – Вып. 2 (38). – С. 109–117.
6. Glenn, Angle D. Engine Dynamics and Crankshaft Design / Angle D. Glenn // Aircraft Publications. – New York, 1925. – P. 36–58.
7. İPCİ, D. Dynamic and Thermodynamic Examination of a Two-Stroke Internal Combustion Engine / D. İpci, H. Karabulut // Journal of Polytechnic, 2016. – 19 (2). – P. 141–154.

Навчальне видання

Білогуб Олександр Віталійович

**КІНЕМАТИКА, ДИНАМІКА ТА ЗРІВНОВАЖЕННЯ
АВІАЦІЙНИХ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ**

Редактор В. М. Коваль

Зв. план, 2019

Підписано до видання 10.04.2019

Ум. друк. арк. 2,2. Обл.-вид. арк. 2,5. Електронний ресурс

Видавець і виготовлювач
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

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001