



УКРАЇНА

(19) UA (11) 90952 (13) C2
(51) МПК (2009)
F01L 1/08

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

(54) КУЛАЧОК МЕХАНІЗМУ ГАЗОРОЗПОДІЛУ

1

2

(21) а200813509

(22) 24.11.2008

(24) 10.06.2010

(46) 10.06.2010, Бюл.№ 11, 2010 р.

(72) МОРОЗ ВОЛОДИМИР ІЛЛІЧ, БРАТЧЕНКО
ОЛЕКСАНДР ВАСИЛЬОВИЧ, АСТАХОВА КСЕНІЯ
ВІКТОРІВНА, ТІЩЕНКО ВАДИМ СЕРГІЙОВИЧ

(73) УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗ-
НИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

(56) Двигатели внутреннего сгорания: Конструиро-
вание и расчёт на прочность поршневых и комби-
нированных двигателей// Д. Н. Вырубов, С. И.
Ефимов, Н. А. Иващенко и др.; Под ред. А. С. Ор-
лина, М. Г. Круглова. - 4-е изд., перераб и доп. - М.:
Машиностроение, 1984. - С. 259-272

UA 54164, 17.02.2003

UA 38779, 12.01.2009

(57) Кулачок механізму газорозподілу, що має вза-
ємодіючий з роликом штовхача робочий профіль з
поверхнями підйому та опускання, кожна з яких
описується безперервною кривою другої похідної
підйомів штовхача за кутом обертання кулачка, що

складається з двох ділянок, одна з яких виконана в області додатних значень і складається з трьох відрізків, а друга виконана в області від'ємних значень, який відрізняється тим, що для ділянки, яка виконана в області додатних значень, кожний з трьох відрізків описується кривою ступеневої функції відповідного ступеня, ділянка, що виконана в області від'ємних значень, утворена двома відрізка-ми, кожний з яких описується кривою ступеневої функції відповідного ступеня при безперервності третьої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка впродовж всієї кривої, а початок ділянки додатних значень другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка поверхні підйому і кінець ділянки додатних значень другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка поверхні опускання плавно сполучаються з ділянками компенсації теплового зазору, на кожній з яких друга похідна підйомів штовхача за кутом обертання кулачка описана додатною півхвилею синусоїди.

Винахід відноситься до машинобудування, зокрема до двигунобудування, і може бути використаний у кулачкових механізмах газорозподілу з роликовими штовхачами форсованих середньооборотних двигунів внутрішнього згоряння.

Відомий кулачок механізму газорозподілу, що має взаємодіючий з роликом штовхача робочий профіль з поверхнями підйому та опускання, форма яких утворена двома прямими та сполученими з ними дугами кіл і повністю визначає переривчасту форму двох ділянок складної кривої другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка, перша з яких виконана в області додатних значень, а друга в області від'ємних значень [Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей// Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - 4-е изд., перераб. И доп. -М.: Машиностроение, 1984. - С. 259-272; Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорян-

ня: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин. - Харків: Прапор, 2004. - 384 с].

Причини, що перешкоджають одержанню очікуваного технічного результату полягають у наступному:

- даний кулачок при урахуванні всіх заданих функціональних обмежень не дозволяє досягнути максимальних величин часу-перерізу клапанів і його застосування в механізмі газорозподілу двигуна внутрішнього згоряння обумовлює підвищення витрати палива і погіршені екологічні показники;

- форма профілю поверхонь підйому та опускання такого кулачка обумовлює наявність ударів в механізмі газорозподілу (миттєвих змін прискорень деталей від 0 до початкових додатних прискорень, від максимальних додатних прискорень до початкових від'ємних, від максимальних від'ємних прискорень до 0), що відповідає значним динамічним навантаженням, а отже, приводить до зни-

(13) C2

(11) 90952

(19) UA

женням надійності та імовірної появи відказів двигуна;

- при закритті посадка клапану на сідло відбувається із значною кінцевою швидкістю, що визначає інтенсивне зношення як клапану, так і сідла.

Найбільш близьким до об'єкта, що заявляється є кулачок механізму газорозподілу [Мороз В.И., Братченко А.В., Гурьев Ю.И. Кулачок механизма газораспределения. А.С. № 1740710 SU, F 01 L 1/08, 20.11.1989, опубл. 15.06.1992. Бюл. № 22.], що має взаємодіючий з роликком штовхача робочий профіль з поверхнями підйому та опускання, кожна з яких описується безперервною кривою другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка, що складається з двох ділянок, одна з яких виконана в області додатних значень, а друга в області від'ємних значень. Причому ділянка, що виконана в області додатних значень, утворена трьома відрізками, перший та третій з яких виконані у вигляді похилих прямих, а другий - у вигляді квадратної параболи з мінімальною ординатою на початку відрізка та максимальною вкінці, а друга ділянка, що виконана в області від'ємних значень, утворена трьома відрізками, виконаними у вигляді сполучених відрізком похилої прямої двох гілок квадратних парабол.

Причини, що перешкоджають одержанню необхідного технічного результату полягають у наступному:

- при виконанні технологічного обмеження за мінімальним радіусом кривизни увігнутої ділянки робочого профілю кулачка та умов міцності деталей механізму, описання другого відрізка другої похідної переміщень штовхача за кутом обертання кулачка на першій ділянці квадратною параболою не забезпечує потрібних, за умов досягнення високих показників економічності та екологічності двигуна внутрішнього згоряння, значень час-перерізу клапанів;

- наявність розривів третьої похідної підйомів в точках сполучення окремих ділянок поверхонь підйому та опускання штовхача в кулачкових механізмах приводу клапанів із значними масами деталей приводять до значних динамічних навантажень, тобто до зниження надійності механізму газорозподілу при його роботі;

- за причин відсутності плавного сполучених з робочим профілем спеціальних ділянок компенсації теплового зазору в механізмах газорозподілу з таким кулачком клапани починають рухатися з ударами та сідають на сідло з значними кінцевими швидкостями, що впливає на інтенсивне зношення деталей.

В основу винаходу поставлено задачу удосконалення кулачка механізму газорозподілу, в якому шляхом завдання для описання робочого профілю поверхонь підйому та опускання відповідної безперервної форми кривої другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка в області її додатних і від'ємних значень, при виконанні технологічного обмеження за мінімальним радіусом кривизни увігнутої ділянки робочого профілю кулачка і вимог міцності деталей механізму, забезпечуються потрібні за умов досягнення високих показників економічності та екологічності двигуна

внутрішнього згоряння значення час-перерізу клапанів, безрозривність третьої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка, а введенням плавно сполученої з робочим профілем ділянки компенсації теплового зазору досягається безударна робота механізму газорозподілу і припустимі значення швидкості посадки клапанів на сідло.

Поставлена задача вирішується тим, що в кулачку механізму газорозподілу, що має взаємодіючий з роликком штовхача робочий профіль з поверхнями підйому та опускання, кожна з яких описується безперервною кривою другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка, що складається з двох ділянок, одна з яких виконана в області додатних значень, а друга в області від'ємних значень, для ділянки, що виконана в області додатних значень прискорень і утворена трьома відрізками, кожний з таких відрізків описується кривою ступеневої функції відповідного ступеня, ділянка, що виконана в області від'ємних прискорень, утворена двома відрізками, кожний з яких описується кривою ступеневої функції відповідного ступеня при безперервності третьої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка впродовж всієї кривої, а початок ділянки додатних значень другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка поверхні підйому і кінець ділянки додатних значень поверхні опускання плавно сполучаються з ділянками компенсації теплового зазору, на кожній з яких друга похідна підйомів штовхача за кутом обертання кулачка описана додатною півхвилею синусоїди.

Введення нових ознак при взаємодії з відомими при виконанні вимоги технологічності профілю кулачка і міцності деталей механізму забезпечують максимальні за умов досягнення високого рівня показників економічності та екологічності двигуна внутрішнього згоряння значення час-перерізу клапанів, безударну роботу механізму газорозподілу і припустимі значення швидкості посадки клапанів на сідло.

На Фіг.1 показаний профіль пропонованого кулачка 1, що взаємодіє з роликком штовхачем радіусу ρ , який з'єднаний із штовхачем 3, що переміщується, наприклад, поступально вздовж напрямної 4. Такий профіль утворено дугою початкового кола $a-a'$ радіусу r_0 , дугою кола $g-h-g'$ при вершині радіусу r_{\max} , які з'єднуються двома профільними координатними кривими $a-b-c-d-e-f-g$ та $a'-b'-c'-d'-e'-f'-g'$, що, наприклад, можуть бути симетричні і в які входять дві ділянки компенсації теплового зазору $a-b$ і $a'-b'$; на Фіг.2 показані графіки поточних величин другої $S'' = a_{q_i}$ (Фіг.2а), першої $S'_i = v_{q_i}$ (Фіг.2б) похідних за кутом обертання кулачка φ_i і висоти підйомів S_i (Фіг.2в) штовхача в залежності від кута обертання кулачка φ_i .

Кулачок механізму газорозподілу (Фіг.1) має координатні профільні поверхні підйому та опускання штовхача, кожна з яких складається з ділянки компенсації теплового зазору і робочих ділянок. Форма їх профілю повністю визначається видом кривої другої похідної підйомів штовхача за кутом

обертання кулачка (Фіг.2а), яка областях додатних і від'ємних значень задається у вигляді окремих відрізків кривих ступеневих функцій з безперервністю третьої похідної в точках сполучення окремих кривих, причому в області додатних значень довжина ділянок за кутом обертання кулачка $\varphi_i - \Phi_{S_0}$, Φ_1, Φ_2, Φ_3 , і значення другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка $\varphi_i - a_{qc}, a_{qd}, a_{q\max}^+$, задаються з урахуванням відповідних вимог і обмежень, а довжина ділянки в області від'ємних значень $\Phi_4 + \Phi_5$ і максимальний рівень від'ємного значення другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка $\varphi_i - a_{q\max}^-$ визначаються за умовами досягнення за певний кут обертання кулачка φ_B максимального заданого підйому штовхача S_{\max} , який ураховує задану величину теплового зазору S_0 , та нульових значень першої та другої похідних підйому штовхача за кутом обертання кулачка φ_i .

Профільна поверхня підйому а - b - c - d - e - f - g (Фіг.1) на першій ділянці а - b - c - d - e ($a_{qi} > 0$) визначається кривою другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка (Фіг.2а), яка складається з напівхвилі синусоїди а-б та кривих ступеневих функцій b-с, c-d, d-e, що сполучаються в точках b, c, d, і мають ординати в точках а і b- $a_q=0$, в точці c- a_{qc} за умови мінімального радіусу кривизни ввігнутого профілю, в точці d $a_{qd}=a_{qc} \cdot m_1$ за умови мінімального радіусу кривизни ввігнутого профілю та припустимих контактних напружень, на ділянці d-e $a_{q\max}^+ = a_{qc} \cdot m_2$ за умови припустимих контактних напружень, в точці e $a_{qc}=0$, а на другій ділянці e-f-g ($a_{qi} < 0$) визначається кривою другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка з нульовими ординатами на початку і в кінці ділянки (точки e і g), яка складається зі сполучених в точці f кривих ступеневих функцій e-f, f-g, і ординату в точці f $a_{qf} = a_{q\max}^-$, яка визначається за умов забезпечення потрібного коефіцієнту запасу клапанних пружин за силами інерції при досягненні на всій ділянці а - b - c - d - e - f - g відсутності розривів третьої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка. Профільна поверхня g-h-g', що відповідає максимальному підйому штовхача S_{\max} , описується дугою кола радіусу $r_{\max} = r_0 + S_{\max}$.

Відповідно до описаної за окремими ділянками форми кривої другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка поточні значення висоти підйому S_i штовхача, а також її першої v_{qi} та другої a_{qi} похідної за кутом обертання кулачка φ_i визначаються за наведеними нижче формулами.

Ділянка компенсації теплового зазору а-б:
 $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_{S_0}$

$$a_{qi} = \frac{S_0 \cdot \pi}{\Phi_{S_0}^2} \sin\left(\frac{\pi}{\Phi_{S_0}} \varphi_i\right),$$

$$v_{qi} = \frac{S_0}{\Phi_{S_0}} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{\Phi_{S_0}} \varphi_i\right) \right],$$

$$S_i = \frac{S_0}{\Phi_{S_0}} \left[\varphi_i - \sin\left(\frac{\pi}{\Phi_{S_0}} \varphi_i\right) \right].$$

Ділянка b-с: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_1$

$$a_{qi} = A_1 \varphi_i^n;$$

$$v_{qi} = \frac{A_1}{(n+1)} \varphi_i^{n+1} + v_{q0};$$

$$S_i = \frac{A_1}{(n+1) \cdot (n+2)} \varphi_i^{n+2} + v_{q0} \varphi_i + S_0,$$

$$\text{де коефіцієнт } A_1 = -\frac{a_{qc}}{\Phi_1^n},$$

n - показник ступеню ступеневої функції.

Ділянка c-d: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_2$

$$a_{qi} = A_1 \varphi_i^p + C_2;$$

$$v_{qi} = \frac{A_2}{(p+1)} \varphi_i^{p+1} + C_2 \varphi_i + v_{q1E};$$

$$S_i = \frac{A_2}{(p+1) \cdot (p+2)} \varphi_i^{p+2} + \frac{C_2}{2} \varphi_i^2 + v_{q1E} \varphi_i + S_{1E},$$

$$\text{де коефіцієнти } A_2 = \frac{a_{qc} \cdot (m_1 - 1)}{\Phi_2^p}; C_2 = a_{qc};$$

p - показник ступеню ступеневої функції.

Ділянка d-e: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_3$

$$a_{qi} = A_3 \varphi_i^2 + B_3 \varphi_i + C_3;$$

$$v_{qi} = \frac{A_3}{3} \varphi_i^3 + \frac{B_3}{2} + C_3 \varphi_i + v_{q2E};$$

$$S_i = \frac{A_3}{12} \varphi_i^4 + \frac{B_3}{6} \varphi_i^3 + \frac{C_3}{2} \varphi_i^2 + v_{q2E} \varphi_i + S_{2E},$$

де коефіцієнти

$$A_3 = -\frac{B_3^2}{4 \cdot a_{qc} \cdot (m_2 - m_1)};$$

$$B_3 = \frac{2 \cdot a_{qc} \cdot (m_2 - m_1) \left[1 + \sqrt{\frac{m_2}{(m_2 - m_1)}} \right]}{\Phi_3},$$

для яких $m_2 > m_1$; $C_3 = a_{qc} \cdot m_1$.

Ділянка e-f: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_4$

$$a_{qi} = A_4 \varphi_i^q + B_4 \varphi_i;$$

$$v_{qi} = \frac{A_4}{(q+1)} \varphi_i^{q+1} + \frac{B_4}{2} \varphi_i^2 + v_{q3E};$$

$$S_i = \frac{A_4}{(q+1) \cdot (q+2)} \varphi_i^{q+2} + \frac{B_4}{6} \varphi_i^3 + v_{q3E} \varphi_i + S_{3E},$$

де коефіцієнти $A_4 = -\frac{a_{qf}}{(1-q) \cdot \Phi_4^q}$;

$$B_4 = -\frac{a_{qf} \cdot q}{(1-q) \cdot \Phi_4}$$

q - показник ступеню ступеневої функції.
Ділянка $f-g$: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_5$

$$a_{qi} = A_5 \varphi_i^k + C_5;$$

$$v_{qi} = \frac{A_5}{(k+1)} \varphi_i^{k+1} + C_5 \varphi_i + v_{q4E};$$

$$S_i = \frac{A_5}{(q+1) \cdot (q+2)} \varphi_i^{q+2} + \frac{C_5}{2} \varphi_i^{q+2} + v_{q4E} \varphi_i + S_{4E};$$

де коефіцієнти $A_5 = \frac{a_{qf}}{\Phi_5^k}$; $C_5 = -a_{qf}$;

k - показник ступеню ступеневої функції.

В представлених формулах постійні інтегрування $S_{1E}, S_{2E}, S_{3E}, S_{4E}, v_{q0}, v_{q1E}, v_{q2E}, v_{q3E}, v_{q4E}$ визначаються за умов плавного сполучення ділянок профілю кулачка, тобто рівняння підйомів S штовхача, а також першої v_q та другої a_q похідної за кутом обертання кулачка в точках сполучення окремих кривих на ділянках.

Для забезпечення плавного сполучення профільних поверхонь $a-b-c-d-e-f-g$ і $g'-f-e'-d'-c'-b'-a'$ з профільною поверхнею $g-h-g'$, що відповідає максимальному підйому штовхача S_{\max} і описується дугою кола радіусу $r_{\max} = r_0 + S_{\max}$, необхідно витримувати такі співвідношення:

$$\Phi_4 = -0,5 \cdot K_7 + \sqrt{0,25 \cdot K_7^2 - K_8};$$

$$a_{q \max} = -\frac{v_{q \max}}{K_4 + \Phi_4 \cdot K_1},$$

де $v_{q \max}$ - максимальна величина першої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка

$$v_{q \max} = \frac{A_1}{(n+1)} \cdot \Phi_1^{n+1} + \frac{A_2}{(p+1)} \cdot \Phi_2^{p+1} + C_2 \cdot \Phi_2 + \frac{A_3}{3} \cdot \Phi_3^2 + C \cdot \Phi_3 + v_{q0}$$

$K_1 \dots K_8$ - коефіцієнти, що визначаються за наступними формулами:

$$K_1 = \frac{q \cdot (q+1) - 2}{2 \cdot (1-q^2)};$$

$$K_2 = \frac{\Phi_1 \cdot (q+1) \cdot (q+2) - 6}{6 \cdot (q+1) \cdot (q+2)};$$

$$K_3 = \frac{k \cdot \Phi_5}{(k+1)};$$

$$K_4 = -\frac{\Phi_5^2 \cdot k \cdot (k+3)}{2 \cdot (k+1) \cdot (k+2)};$$

$$K_5 = \Phi_5 \cdot K_1;$$

$$K_6 = v_{q \max} - S_{\max} + \frac{A_1}{(n+1)} \cdot \Phi_1^{n+1} \cdot \left[\Phi_1 / (m+2) + \Phi_2 + \Phi_3 \right]$$

$$+ \frac{A_2}{(p+1)} \cdot \Phi_2^{p+1} \cdot \left[\Phi_2 / (p+2) + \Phi_3 \right] + C_2 \cdot \Phi_2 \cdot (\Phi_2 / 2 + \Phi_3) +$$

$$+ \frac{A_3}{12} \cdot \Phi_3^4 + \frac{B_3}{6} \cdot \Phi_3^3 + \frac{C_3}{2} \cdot \Phi_3^2 + v_{q0} \cdot (\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3) + S_0;$$

$$K_7 = \frac{K_1 \cdot K_6 + v_{q \max} \cdot (K_3 - K_5)}{v_{q \max} \cdot (K_1 - K_2)};$$

$$K_8 = \frac{K_6 \cdot K_6 - v_{q \max} \cdot K_4}{v_{q \max} \cdot (K_1 - K_2)}.$$

Тоді форма профілю запропонованого кулачка 1 (Фіг.1) визначається поточними значеннями полярних координат точок дотикання до нього ролика 2 - радіус-вектора r_i і полярного кута ψ_i , величини яких залежать від потрібних за певних умов на проектування поточних значень кінематичних характеристик штовхача S_i, v_{qi}, a_{qi} і визначаються за формулами:

$$r_i = \sqrt{\rho^2 + (r_0 + \rho + S_i)^2 - 2 \cdot \rho \cdot (r_0 + \rho + S_i) \cdot \cos \left[\arctg \left(\frac{v_{qi}}{S_i} \right) \right]};$$

$$\psi_i = \varphi_i + \arctg \left\{ \frac{\rho \cdot \sin \left[\arctg \left(\frac{v_{qi}}{S_i} \right) \right]}{(r_0 + \rho + S_i) - \rho \cdot \cos \left[\arctg \left(\frac{v_{qi}}{S_i} \right) \right]} \right\}.$$

Пропонований кулачок механізму газорозподілу працює наступним чином. При обертанні кулачка 1 з кутовою швидкістю ω_k штовхач 3 при контактуванні ролика штовхача 2 з дугою початкового кола $a-a'$ залишається нерухомим. При набіганні профільного виступу $a-b-c-d-e-f-g-h-g'-f'-e'-d'-c'-b'-a'$ кулачка 1 на ролик 2 штовхач 3 починає рухатися, причому впродовж ділянки $a-b$ при вибиранні встановленого теплового зазору друга похідна підйомів штовхача за кутом обертання кулачка a_q на початку та наприкінці ділянки дорівнює 0, на ділянці $b-c$ змінюється від 0 до величини a_{qc} , на ділянці $c-d$ від a_{qc} до $a_{qd} = a_{qc} \cdot m_1$, на ділянці $d-e$ від $a_{qd} = a_{qc} \cdot m_1$ до 0 приймаючи на ділянці максимального допустимого додатного значення $a_{q \max}^+ = a_{qc} \cdot m_2$, на ділянці $e-f$ змінюється від 0 до максимального допустимого від'ємного значення $a_{q \max}^- = a_{q \max}^-$, на ділянці $f-g$

змінюється від $a_{qf} = a_{q \max}^-$ до 0. В кінці ділянки $f-g$ (саме в точці g) штовхач досягає заданого максимальний підйом штовхача S_{\max} , а перша v_q і друга a_q похідні підйому штовхача за кутом обертання кулачка дорівнюють 0 (Фіг.2).

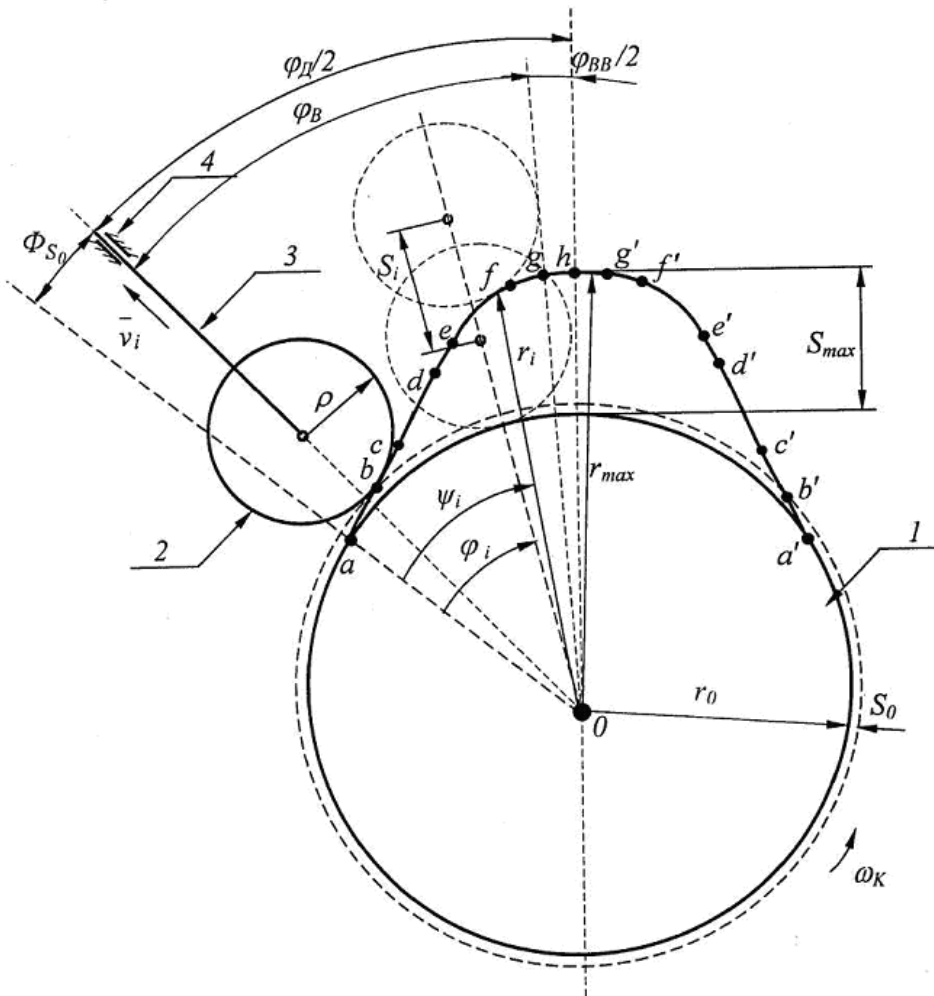
При контактї штовхача з профілем кулачка за дугою $g-h-g'$ (ділянка верхнього вистою кутової довжини $\varphi_{ВВ}$) штовхач залишається нерухомим.

При контактї штовхача з поверхнею опускання кулачка $g'-f'-e'-d'-c'-b'-a'$, яка симетрична поверхні підйому $a-b-c-d-e-f-g$, рух штовхача здійснюється в зворотній послідовності.

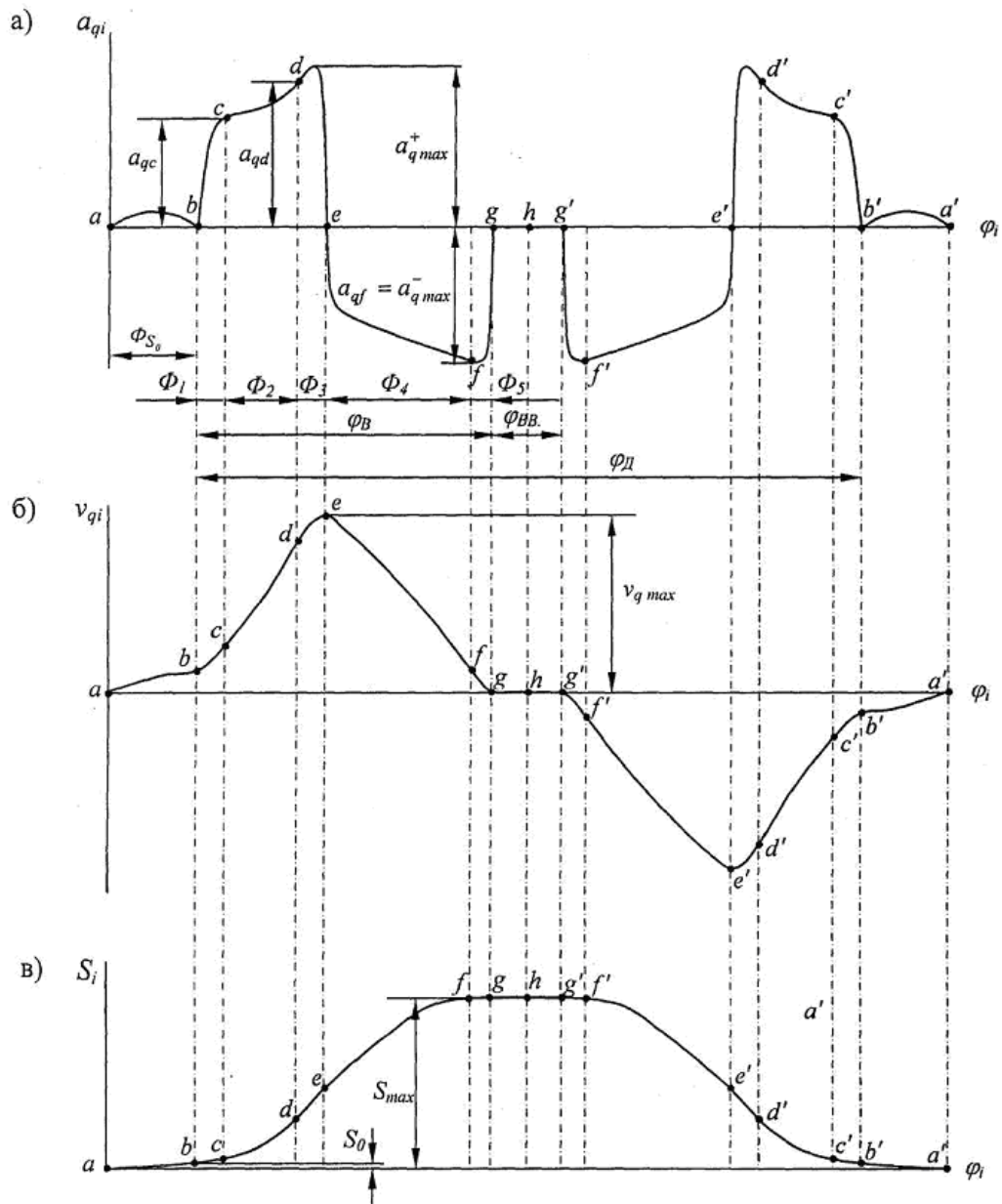
Розраховані з використанням вказаних основних параметрів складної кривої другої похідної

підйомів штовхача за кутом обертання кулачка поточні значення кінематичних характеристик штовхача S_i , v_{qi} , a_{qi} , дають можливість розрахувати координати профільних поверхонь підйому і опускання для виготовлення запропонованого кулачка, використання якого забезпечує досягнення висо-

кого рівня показників економічності та екологічності двигуна внутрішнього згорання, виконання вимог міцності деталей, безударну роботу механізму газорозподілу і припустимі значення швидкості посадки клапанів на сідло.



Фиг. 1



Фиг. 2