



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **104978** (13) **C2**  
(51) МПК  
*F01L 1/08* (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ  
УКРАЇНИ

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД**

<p>(21) Номер заявки: <b>а 2013 07378</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>11.06.2013</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на винахід: <b>25.03.2014</b></p> <p>(41) Публікація відомостей про заяву: <b>25.10.2013, Бюл.№ 20</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>25.03.2014, Бюл.№ 6</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Мороз Володимир Ілліч (UA), Братченко Олександр Васильович (UA), Громов Володимир Ігорович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и): <b>УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ,</b> пл. Фейєрбаха, 7, м. Харків-50, 61050 (UA)</p> <p>(56) Перелік документів, взятих до уваги експертизою: UA 54164 A; 17.02.2003 UA 90952 C2; 10.06.2010 UA 90955 C2; 10.06.2010 Корчемный Л.В. Механизм газораспределения двигателя: кинематика, динамика, расчет на прочность. М: Машиностроение, 1964. - С. 138-147 Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин. - Харків: Прапор, 2004. - С. 175-176 CN 201730649 U; 02.02.2011 RU 2173392 C2; 10.09.2001 US 2003/0078692 A1; 24.04.2003 Мороз В.І, Братченко О.В. та інш. Новий підхід до профілювання газорозподільних кулачків форсованих тепловозних дизелів. Збірник наукових праць УкрДАЗТ, 2010, вип. 119. - С.110-116</p>
---	---

UA 104978 C2

**(54) КУЛАЧОК ПРИВОДУ КЛАПАНА**

**(57) Реферат:**

Кулачок приводу клапана має взаємодіючий з роликком штовхача робочий профіль з ділянкою ближнього вистою і сполученими з нею ділянками підйому та опускання клапана, кожна з яких відповідає безперервній кривій другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка, що складається з відрізків, які виконано в області додатних значень і від'ємних значень. Згідно з винаходом, відрізки, виконані в області додатних і від'ємних значень, описуються власними степеневими поліномами, кількість коефіцієнтів яких відповідає числу граничних умов на профілювання кулачка, а початок відрізка додатних значень другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка ділянки підйому клапана і кінець відрізка додатних значень ділянки опускання клапана плавно сполучаються з ділянками компенсації теплового зазору, на кожній з яких друга похідна підйомів штовхача за кутом обертання кулачка описана степеневим поліномом.



Винахід належить до машинобудування, зокрема до двигунобудування, і може бути використаний у механізмах приводу клапанів з роликівими штовхачами двигунів внутрішнього згоряння.

Відомий кулачок приводу клапана, що має взаємодіючий з роликом штовхача робочий профіль з ділянками ближнього та дальнього вистою і сполученими з ними увігнуто-випуклими ділянками підйому та опускання клапана, які утворено дугами кіл, що визначає переривчасту форму складної кривої другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка в області додатних і 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. 267-269].

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

- форма профілю такого кулачка для ділянок підйому та опускання клапана обумовлює наявність ударів в механізмі приводу клапана (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 на ланки і їх з'єднання, а отже, приводить до зниженням надійності та імовірних проявів відмови двигуна;

- при закритті посадка клапана на сідло відбувається із значною, перевищуючою граничні значення, кінцевою швидкістю, що визначає інтенсивне зношення клапана, сідла і інтенсивний розвиток тріщин на внутрішній поверхні кришки циліндра двигуна.

Найбільш близьким до об'єкта, що заявляється є кулачок приводу клапана [Корчемный Л.В. Механизм газораспределения двигателя: кинематика, динамика, расчет на прочность. М: Машиностроение, 1964. - С. 138-147; Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин. - Харків: Прапор, 2004. - С. 175-176], що має взаємодіючий з роликом штовхача робочий профіль з ділянкою ближнього вистою і сполученими з нею ділянками підйому та опускання клапана, кожна з яких відповідає безперервній кривій другої похідної переміщень штовхача за кутом обертання кулачка, що складається з двох відрізків, один з яких виконано в області додатних значень, а другий в області від'ємних значень. Причому характер зміни другої похідної переміщень штовхача за кутом обертання кулачка в областях додатних і від'ємних значень для ділянок підйому і опускання клапана описується єдиним ступеневим поліномом, що визначає максимальні від'ємні значення другої похідної переміщень штовхача за кутом обертання кулачка в моменти закінчення підйому і початку опускання клапана.

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

- описання характеру зміни другої похідної переміщень штовхача за кутом обертання кулачка в областях додатних і від'ємних значень для ділянок підйому і опускання клапана єдиним ступеневим поліномом при виконанні для такого кулачка технологічного обмеження за мінімальним радіусом кривизни увігнутої ділянки робочого профілю та умов міцності деталей механізму, не забезпечує потрібних значень час-перерізу клапана за вимогами досягнення високих показників економічності та екологічності двигуна внутрішнього згоряння;

- уведення з метою збільшення час-перерізу клапанів в робочий профіль такого кулачка ділянки дальнього вистою визначає прояв ударів в механізмі приводу клапанів - миттєві зміни прискорень деталей від максимальних від'ємних до 0 в кінці підйому клапана і від 0 до максимальних від'ємних на початку опускання клапана, що відповідає значним динамічним навантаженням на ланки приводу клапанів і їх з'єднання, а отже, приводить до зниженням надійності та імовірних проявів відмови двигуна;

- за причин відсутності плавно сполучених з ділянками підйому, опускання і ділянкою ближнього вистою спеціальних ділянок компенсації теплового зазору в механізмі приводу клапана з таким кулачком клапани починають рухатися з ударами та сідають на сідло з значними кінцевими швидкостями, що впливає на інтенсивне зношення контактуючих поверхонь.

В основу винаходу поставлено задачу удосконалення кулачка механізму газорозподілу, в якому шляхом задання для описання ділянок підйому та опускання клапана відповідної безперервної форми кривих 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, забезпечується потрібне за умов досягнення високих показників економічності та екологічності двигуна внутрішнього згоряння значення часу-перерізу клапана, безударний характер роботи приводу клапанів при уведенні ділянки дальнього вистою, а уведенням плавно сполучених з ділянкою ближнього вистою і ділянками підйому та опускання клапана ділянок компенсації теплового зазору досягається безударна робота механізму приводу клапанів і потрібні значення швидкості посадки клапанів на сідло.

Поставлена задача вирішується тим, що в кулачку приводу клапана, який має взаємодіючий з роликком штовхача робочий профіль з ділянкою ближнього вистою і сполученими з нею ділянками підйому та опускання клапана, кожна з яких відповідає безперервній кривій другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка, що складається з двох відрізків, один з яких виконано в області додатних значень, а другий в області від'ємних значень, відрізки, виконані в області додатних і від'ємних значень, описуються власними степеневими поліномами, кількість коефіцієнтів яких відповідає числу граничних умов на проектування, а початок відрізка додатних значень другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка ділянки підйому клапана і кінець відрізка додатних значень ділянки опускання клапана плавно сполучаються з ділянками компенсації теплового зазору, на кожній з яких друга похідна підйомів штовхача за кутом обертання кулачка описана степеневим поліномом.

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 клапана, безударну роботу приводу клапана і допустимі значення швидкості посадки клапана на сідло.

На фіг. 1 показаний профіль пропонованого кулачка 1, що взаємодіє з роликком штовхачем радіуса  $R$ , який з'єднаний із штовхачем 3, що переміщується, наприклад, поступально вздовж напрямної 4. Такий профіль утворено дугою  $a-a'$  кола радіуса  $r_0$ , що відповідає ділянці ближнього вистою штовхача, дугою кола  $h-h'$  радіуса  $r_{max}$ , що відповідає ділянці дальнього вистою штовхача, які з'єднуються двома профільними координатними кривими  $a-b-e-h$  та  $a'-b'-e'-h'$ , 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  $S''_i = a_{qi}$  (фіг.

2а), першої  $S'_i = v_{qi}$  (фіг. 2б) похідних підйомів штовхача за кутом обертання кулачка  $\varphi_i$  і підйомів  $S_i$  (фіг. 2в) штовхача в залежності від кута обертання кулачка  $\varphi_i$ .

Кулачок приводу клапана (фіг. 1) має координатні профільні ділянки підйому та опускання клапана, кожна з яких сполучається з ділянками компенсації теплового зазору і ділянкою дальнього вистою штовхача. Форма профілю ділянок підйому та опускання клапана, а також ділянок компенсації теплового зазору, повністю визначається видом кривої другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка (фіг. 2а), яка в областях додатних і від'ємних значень задається у вигляді окремих відрізків кривих, що описуються окремими степеневими поліномами з безперервною третьою похідною в точках сполучення окремих кривих. Причому в області додатних значень координати характерних точок  $a, b, c, d, e$  кривої другої похідної підйому штовхача за кутом обертання кулачка (фіг. 2а) задаються з урахуванням технологічного обмеження за мінімальним радіусом кривизни увігнутої ділянки робочого профілю, а також умов міцності деталей механізму і досягнення максимально можливої величин часу-перерізу клапанів. Протяжність відрізка кривої другої похідної підйому штовхача за кутом обертання кулачка в області від'ємних значень визначається за умовами досягнення за певний кут обертання кулачку  $\varphi_B$  максимального заданого підйому штовхача  $S_{max}$ , який урахує задану величину теплового зазору  $S_0$ , та нульових значень першої та другої похідних підйому штовхача за кутом обертання кулачка  $\varphi_i$ . Причому координати характерних точок  $e, f, g, h$  кривої другої похідної підйому штовхача за кутом обертання кулачка (фіг. 2а) задаються з урахуванням забезпечення запасу клапанних пружин за силами інерції та прийнятних динамічних характеристик механізму приводу клапанів.

Профіль кулачка  $a-b-e-h$  (фіг. 1) визначається кривою другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка (фіг. 2а), яка в області додатних значень для ділянки компенсації теплового зазору  $a-b$  ( $a_{qi} > 0$ ) описується степеневим поліномом третього ступеня, коефіцієнти якого визначаються за умов  $a_{qi} = 0$  в точках  $a$  і  $b$ , а також забезпечення в кінці ділянки (точці  $b$ ) швидкості  $v_{q0}$  (фіг. 2б), яка відповідає потрібній швидкості посадки клапана на

сідло і переміщення  $S_0$  (фіг. 2в), яке відповідає встановленому тепловому зазору в механізмі приводу клапана. Для відрізка  $b-e$  крива другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка в області додатних значень описується єдиним степеневим поліномом відповідного ступеню, коефіцієнти якого при заданих кутовій протяжності відрізка  $\varphi_1$  і рівні максимального значення другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка  $a_{qi \max}$  визначаються за умов  $a_{qi} = 0$  в точках  $b$  і  $e$ , а також забезпечення координат точок (фіг. 2а)  $c(\varphi_i = \Phi_{S0} + \varphi_1 / 4; a_{qi} = a_{q \max} / 1,4)$  за умови мінімального радіуса кривизни ввігнутого профілю і  $d(\varphi_i = \Phi_{S0} + 3\varphi_1 / 4; a_{qi} = a_{q \max})$  за умови мінімального радіуса кривизни ввігнутого профілю та припустимих контактних напружень в парі кулачок-ролик штовхача.

Для відрізка  $e-h$  крива другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка в області від'ємних значень описується єдиним степеневим поліномом відповідного ступеню, коефіцієнти якого при заданому рівні максимального значення другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка  $a_{q \max}$  і встановленій за певними умовами кутовій протяжності відрізка  $\varphi_2$  визначаються за умов  $a_{qi} = 0$  в точках  $e-h$ , а також забезпечення координат точок (фіг. 2а)  $f(\varphi_i = \Phi_{S0} + \varphi_1 + \varphi_2 / 5; a_{qi} = -a_{q \max} / 4)$  і  $g(\varphi_i = \Phi_{S0} + \varphi_1 + 4\varphi_2 / 5; a_{qi} = -a_{q \max} / 1,7)$  за умови забезпечення запасу клапанних пружин за силами інерції та прийнятних динамічних характеристик механізму приводу клапанів.

Ділянка дальнього вистою штовхача  $h-i-h'$  відповідає максимальному підйому штовхача  $S_{\max}$  і описується дугою кола радіуса  $r_{\max} = r_0 + S_{\max}$  (фіг. 1).

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  $\varphi_i$  визначаються за наведеними нижче формулами.

Ділянка компенсації теплового зазору  $a-b$ :  $0 \leq \varphi_1 \leq \Phi_{S0}$

$$a_{qi} = A_0 \varphi^3 + B_0 \varphi^2 + C_0 \varphi;$$

$$v_{qi} = \frac{1}{4} A_0 \varphi^4 + \frac{1}{3} B_0 \varphi^3 + \frac{1}{2} C_0 \varphi^2;$$

$$S_i = \frac{1}{20} A_0 \varphi^5 + \frac{1}{12} B_0 \varphi^4 + \frac{1}{6} C_0 \varphi^3,$$

де  $A_0, B_0, C_0$  - коефіцієнти, що визначаються з урахуванням наведених вище вимог при розв'язанні системи рівнянь

$$\begin{cases} A_0 \Phi_{S0}^3 + B_0 \Phi_{S0}^2 + C_0 \Phi_{S0} = 0; \\ \frac{1}{4} A_0 \Phi_{S0}^4 + \frac{1}{3} B_0 \Phi_{S0}^3 + \frac{1}{2} C_0 \Phi_{S0}^2 = v_{q0}; \\ \frac{1}{20} A_0 \Phi_{S0}^5 + \frac{1}{12} B_0 \Phi_{S0}^4 + \frac{1}{6} C_0 \Phi_{S0}^3 = S_0. \end{cases}$$

Ділянка  $b-e$ :  $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_1$

$$a_{qi} = A_1 \varphi_i^n + B_1 \varphi_i^m + C_1 \varphi_i^p + D_1 \varphi_i^q;$$

$$v_{qi} = \frac{1}{(n+1)} A_1 \varphi_i^{n+1} + \frac{1}{(m+1)} B_1 \varphi_i^{m+1} + \frac{1}{(p+1)} C_1 \varphi_i^{p+1} + \frac{1}{(q+1)} D_1 \varphi_i^{q+1} + v_{q0};$$

$$S_i = \frac{1}{(n+1)(n+2)} A_1 \varphi_i^{n+2} + \frac{1}{(m+1)(m+2)} B_1 \varphi_i^{m+2} + \frac{1}{(p+1)(p+2)} C_1 \varphi_i^{p+2} + \frac{1}{(q+1)(q+2)} D_1 \varphi_i^{q+2} + v_{q0} \varphi_i + S_0,$$

де  $A_1, B_1, C_1, D_1$  - коефіцієнти, що визначаються з урахуванням наведених вище вимог з системи рівнянь

$$\begin{cases} A_1\varphi_1^n + B_1\varphi_1^m + C_1\varphi_1^p + D_1\varphi_1^q = 0 \\ A_1(0,25\varphi_1)^n + B_1(0,25\varphi_1)^m + C_1(0,25\varphi_1)^p + D_1(0,25\varphi_1)^q = \frac{a_q \max}{1,4}; \\ A_1(0,75\varphi_1)^n + B_1(0,75\varphi_1)^m + C_1(0,75\varphi_1)^p + D_1(0,75\varphi_1)^q = a_q \max; \\ A_1n(0,75\varphi_1)^{n-1} + B_1m(0,75\varphi_1)^{m-1} + C_1p(0,75\varphi_1)^{p-1} + D_1q(0,75\varphi_1)^{q-1} = 0 \end{cases}$$

Показники ступенів поліному приймаються з урахуванням вимог на проектування із вказаних інтервалів значень:  $n = 1...3$ ;  $m = 5...7$ ;  $p = 0,1...0,9$ ;  $q = 3...5$ .

5 Ділянка  $e-h$ :  $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_2$

$$a_{qi} = A_2\varphi_i^r + B_2\varphi_i^s + C_2\varphi_i^t + D_2\varphi_i^u;$$

$$v_{qi} = \frac{1}{(r+1)}A_2\varphi_i^{r+1} + \frac{1}{(s+1)}B_2\varphi_i^{s+1} + \frac{1}{(t+1)}C_2\varphi_i^{t+1} + \frac{1}{(u+1)}D_2\varphi_i^{u+1} + v_{q1e};$$

$$S_i = \frac{1}{(r+1)(r+2)}A_2\varphi_i^{r+2} + \frac{1}{(s+1)(s+2)}B_2\varphi_i^{s+2} + \frac{1}{(t+1)(t+2)}C_2\varphi_i^{t+2} + \frac{1}{(u+1)(u+2)}D_2\varphi_i^{u+2} + v_{q1e}\varphi_i + S_{1e},$$

10 де  $A_2, B_2, C_2, D_2$  - коефіцієнти, що визначаються з урахуванням наведених вище вимог з системи рівнянь

$$\begin{cases} A_2\varphi_2^r + B_2\varphi_2^s + C_2\varphi_2^t + D_2\varphi_2^u = 0 \\ A_2(0,2\varphi_2)^r + B_2(0,2\varphi_2)^s + C_2(0,2\varphi_2)^t + D_2(0,2\varphi_2)^u = -\frac{a_q \max}{4}; \\ A_2(0,8\varphi_2)^r + B_2(0,8\varphi_2)^s + C_2(0,8\varphi_2)^t + D_2(0,8\varphi_2)^u = -\frac{a_q \max}{1,7}; \\ A_2r(0,8\varphi_2)^{r-1} + B_2s(0,8\varphi_2)^{s-1} + C_2t(0,8\varphi_2)^{t-1} + D_2u(0,8\varphi_2)^{u-1} = 0. \end{cases}$$

Показники ступенів поліному приймаються з урахуванням вимог на проектування із вказаних інтервалів значень:  $r = 0,1...0,5$ ;  $s = 1...3$ ;  $t = 3...7$ ;  $u = 3...9$ .

15 В представлених формулах постійні інтегрування  $S_{1E}$  і  $v_{q1E}$  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 точці є сполучення окремих кривих на ділянках.

Тоді форма профілю запропонованого кулачка 1 (фіг. 1) визначається поточними значеннями полярних координат точок дотикання до нього ролика 2  $K_i$  - радіус-вектора  $r_{ki}$  і полярного кута  $\psi_{ki}$ , 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:

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

$$25 \quad \psi_{ki} = \varphi_i \arctg \left\{ \frac{\rho \cdot \sin \left[ \arctg \left( \frac{v_{qi}}{S_i} \right) \right]}{(r_0 + \rho + S_i) - \rho \cdot \cos \left[ \arctg \left( \frac{v_{qi}}{S_i} \right) \right]} \right\}.$$

30 Пропонований кулачок механізму газорозподілу працює наступним чином. При обертанні кулачка 1 з кутовою швидкістю  $\omega_k$  штовхач 3 при контактуванні ролика штовхача 2 з ділянкою ближнього виступу  $a-a'$  залишається нерухомим. При набіганні профільного виступу  $a-b-e-h-h'-e'-b'-a'$  кулачка 1 на ролик 2 штовхач 3 починає рухатися вздовж напрямної 4. За час контактування ролика 2 з відрізком профілю кулачка 1  $a-b$ , що відповідає повороту кулачка на кут  $\Phi_{S0}$  при нерухомому клапані вибирається встановлений в механізмі приводу

тепловий зазор. Причому на початку ділянки  $a_{qi} = 0$ ,  $v_{qi} = 0$ ,  $S_i = 0$ , а в кінці ділянки  $a_{qi} = 0$ ,  $v_{qi} = 0$ ,  $S_i = S_0$ , що відповідає умовам вибирання теплового зазору і забезпечення потрібної швидкості посадки клапана на сідло. За час контактування ролика 2 з відрізком профілю кулачка 1 b–e, що відповідає повороту кулачка на кут  $\varphi_1$ ,  $a_{qi}$  штовхача 3 змінюються в області додатних значень, приймаючи нульові значення на початку і в кінці відрізка, а також значення  $a_{qi} = a_{q \max} / 1,4$  при куті оберту кулачка  $\varphi_i = \Phi_{S0} + \varphi_1 / 4$  і  $a_{qi} = a_{q \max}$  при куті оберту кулачка  $\varphi_i = \Phi_{S0} + 3\varphi_1 / 4$ , що забезпечує виконання умови обмеження за мінімальним радіусом кривизни ввігнутої ділянки профілю та припустимих контактних напружень в парі кулачок-ролик штовхача. За час контактування ролика 2 з відрізком профілю кулачка 1 e–h, що відповідає повороту кулачка на кут  $\varphi_2$ ,  $a_{qi}$  штовхача 3 змінюються в області від'ємних значень, приймаючи нульові значення на початку і в кінці відрізка, а також значення  $a_{qi} = -a_{q \max} / 4$  при куті оберту кулачка  $\varphi_i = \Phi_{S0} + \varphi_1 + \varphi_2 / 5$  і  $a_{qi} = -a_{q \max} / 1,7$  при куті оберту кулачка  $\varphi_i = \Phi_{S0} + \varphi_1 + 4\varphi_2 / 5$  за умовами забезпечення потрібного запасу клапанних пружин за силами інерції і прийнятних динамічних характеристик механізму приводу клапанів. Причому в кінці відрізка, що відповідає куту оберту кулачка  $\varphi_i = \Phi_{S0} + \varphi_1 + \varphi_2 = \Phi_B$ , штовхач переміщується на задану максимальну відстань  $S_i = S_{\max}$ , а  $v_{qi} = 0$ . При контакті ролика 2 з профілем кулачка 2 за відрізком h–i–h' (ділянка дальнього вистою кутової довжини  $\varphi_{BB}$ ) штовхач 3 залишається нерухомим.

При контакті штовхача з поверхнею опускання кулачка h'–e'–b'–a', яка симетрична поверхні підйому a–b–e–h, рух штовхача здійснюється в зворотній послідовності.

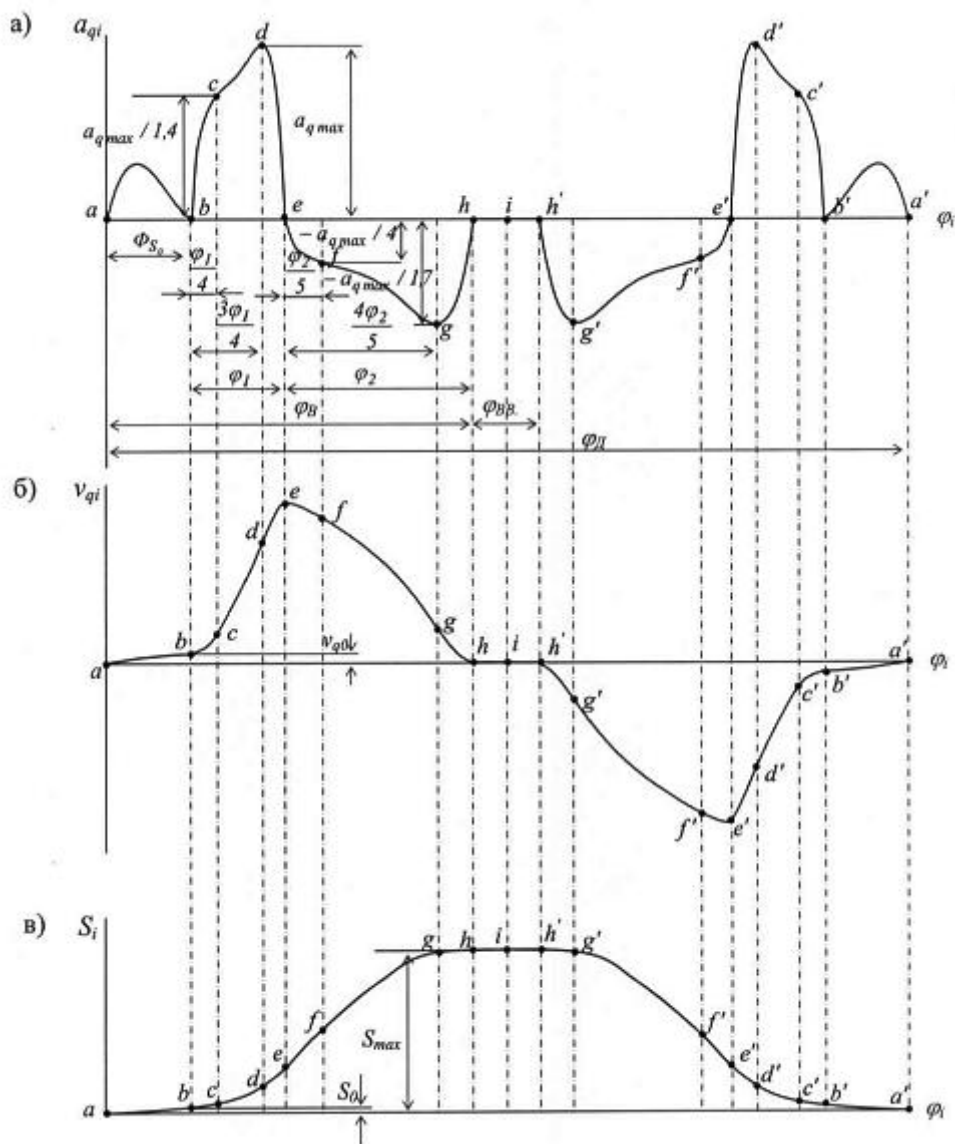
Розраховані за наведеними залежностями поточні значення кінематичних характеристик штовхача  $S_i$ ,  $v_{qi}$ ,  $a_{qi}$ , дають можливість розрахувати координати профільних поверхонь підйому і опускання для виготовлення запропонованого кулачка, використання якого забезпечує досягнення високого рівня показників економічності та екологічності двигуна внутрішнього згоряння, виконання вимог міцності деталей, безударну роботу механізму приводу клапана і потрібне значення швидкості посадки клапана на сідло.

#### ФОРМУЛА ВИНАХОДУ

Кулачок приводу клапана, який має взаємодіючий з роликком штовхача робочий профіль з ділянкою ближнього вистою і сполученими з нею ділянками підйому та опускання клапана, кожна з яких відповідає безперервній кривій другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка, що складається з відрізків, які виконано в області додатних значень і від'ємних значень, який **відрізняється** тим, що відрізки, виконані в області додатних і від'ємних значень, описуються власними степеневими поліномами, кількість коефіцієнтів яких відповідає числу граничних умов на профілювання кулачка, а початок відрізка додатних значень другої похідної підйомів штовхача за кутом обертання кулачка ділянки підйому клапана і кінець відрізка додатних значень ділянки опускання клапана плавно сполучаються з ділянками компенсації теплового зазору, на кожній з яких друга похідна підйомів штовхача за кутом обертання кулачка описана степеневим поліномом.







Фиг. 2

Комп'ютерна верстка С. Чулій

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601