

УДК 621.45.052

Черемісін В.І., Бабенчук М.С.  
Інститут Військово-Морських Сил  
Національний Університет «Одеська Морська Академія»

## УТОЧНЕНИЙ МЕТОД РОЗРАХУНКУ ГАЗООБМІНУ В ЦИЛІНДРІ ДИЗЕЛЯ

### ANNOTATION

The estimated formulas conclusion for time section definition of fore-stalling of issuing and free issuing in connection with experimentally proved values of polytropic exponent of gas expansion differing in Am-pere-second A.S. Orliniy's technique is resulted in this article.

New formulas for definition of pressure in the cylinder during the moment of opening of the scavenging windows necessary time-section free issuing (from the opening of the inlet ports to the start of the purge).

The new approach to calculation of processes of a purge and uncon-strained issue, consisting in that not a theoretical time-section is found, but a pressure differential in bodies of gas exchange, which is installed for a given available time-cross-section, is stated.

It is proved that the determination of the required pressure differential  $\beta$  by expiration function  $\psi$  has the property of exceptional stability possible relative deviation interval  $\delta\beta$  15-25 times less than the deviation interval  $\delta\psi$ .

For definition  $\beta$  the formula in the form of a third degree polynomial, obtained by approximation, gained by approximation of calculation results according to the known theoretical dependence for the expiration function  $\psi$ .

Keywords: ship engines, gas exchange, calculation.

**Актуальність теми.** Загальновизнаним методом розрахунку основних параметрів газообміну є метод А. С. Орліна. Протягом тривалого періода його практичного використання метод не удосконалювався і, більш того, поступово спотворювався. Зараз розрахунок газообміну по цьому методу зводиться до вибору перепадів тиску у впускних та випускних органах, за якими визначаються необхідні час-перерізи та порівнюються з відповідними наявними. Якщо ці

відношення розташовані у межах 1,0-1,7 [1] чи 1,1-1,4 [2], то результати розрахунку визнають задовільними. Але сам А. С. Орлін рекомендував відношення близькі до одиниці (1,0-1,05).

**Ціллю роботи** є знаходження перепадів тисків в органах газообміну при заданих наявних час-перерізах. У дійсності, в результаті розрахунку мають бути визначені  $P_n$ ,  $P_r$ , тиск у момент відкриття впускних органів  $P_d$ , дійсний початок продувки за відомими наявними час-перерізами, чи за заданими  $P_n$ ,  $P_r$  мають бути визначені необхідні час-перерізи та дорівняні до наявних. У протилежному разі розрахунок втрачає смисл. Тільки у випадку грубої помилки у призначенні  $P_n$  та  $P_r$  результат розрахунку не потрапить у діапазон, рекомендований в [1,2].

**Виклад основного матеріалу.** При розв'язуванні рівнянь витікання у період випередження випуску А. С. Орлін з метою упрощення кінцевих розрахункових формул приймає показник політропи  $\tau$  розширення газу у цей період однаковим з показником адіабати  $k$ , тобто  $\tau = k = 1,3$ . Але ще в [3] з експериментальних даних показник  $\tau$  був одержан у межах 1,36-1,65. У пізніших роботах величина  $\tau$  уточнювалася та за даними А. С. Орліна [4] складала  $\tau = 1,5$ , в двигуні 74VTBF160 [5]  $\tau = 1,36$ , а за балансовим аналізом газообміну, виконаному в [6] на підставі експериментів на інших малообертових двигунах  $\tau = 1,45-1,5$ .

У зв'язку з цим доцільно у розрахункові формули час-перерізу випередження випуску внести уточнення, прийнявши  $\tau = 1,5$ .

Час-переріз випередження випуску складається з трьох складових

- час-переріз надкритичної фази витікання

$$\begin{aligned}
 A'_1 &= -\frac{1}{m \cdot \mu_{e1} \cdot \Psi_{\max} \cdot \sqrt{R \cdot T_b}} \cdot \int_1^{p_{kp}/p_b} \left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} d\left(\frac{p}{p_b}\right) = \\
 &= \frac{2}{\Psi_{\max} \cdot \mu_{e1} \cdot (m-1) \cdot \sqrt{R \cdot T_b}} \cdot \left[ \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1} \cdot \frac{1-m}{2m}} \cdot \left(\frac{p_b}{p_r}\right)^{\frac{m-1}{2m}} - 1 \right], \quad (1)
 \end{aligned}$$

- час-переріз подкритичної фази виткання

$$\begin{aligned}
 A''_1 &= -\frac{1}{m \cdot \mu_{e1} \cdot \sqrt{R \cdot T_{kp}}} \int_1^{p_d/p_{kp}} \frac{1}{\Psi} \cdot \left(\frac{p}{p_{kp}}\right)^{\frac{1}{2m} - \frac{3}{2}} \cdot d\left(\frac{p}{p_{kp}}\right) = \\
 &= \frac{1}{m \cdot \mu_{e1} \cdot \sqrt{R \cdot T_b}} \cdot \left(\frac{p_b}{p_r}\right)^{\frac{m-1}{2m}} \cdot Z, \quad (2)
 \end{aligned}$$

$$Z = \int_{p_r/p_{kp}}^{p_r/p_d} \frac{d\left(\frac{p_r}{p}\right)}{\Psi \cdot \left(\frac{p_r}{p}\right)^{\frac{1}{2m} + \frac{1}{2}}}$$

де - поправка час-перерізу на зміну об'єму циліндра під час витікання газу

$$A_2 = -\frac{1}{\mu_{e1} \cdot \Psi_{\max} \cdot \sqrt{R \cdot T_b}} \cdot \int_{V_b}^{V_d} \frac{1}{\left(\frac{p}{p_b}\right)^{\frac{m-1}{2m}}} \frac{dV}{V} = -\frac{1,04}{\mu_{e1} \cdot \Psi_{\max} \cdot \sqrt{R \cdot T_b}} \cdot \ln \frac{V_d}{V_b} \quad (3)$$

У цих формулах функція витікання

$$\Psi = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

має максимальне значення

$$\psi_{\max} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1}}$$

при критичному відношенні тисків

$$\beta_{кр} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right) = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

При показникові адіабати  $k = 1,37$  (втікання повітря у циліндр в період продувки)

$$\beta_{кр} = 0,5336, \quad \psi_{\max} = 0,6799$$

а при  $k = 1,3$  (витікання газу з циліндру)

$$\beta_{кр} = 0,54576, \quad \psi_{\max} = 0,6673$$

У ці формули входять:

$p_b, T_b$  - тиск та температура газу у момент відкриття випускних органів;

$p_{кр}$  - критичний тиск газу;

$p_r$  - тиск газу за випускним клапаном;

$p_d$  - тиск газу у циліндрі в момент відкриття впускних органів;

$V_d, V_b$  - об'єми циліндра у момент відкриття відповідно впускних та випускних органів;

$\mu_{e1}$  - коефіцієнт витрати випускних органів у період випередження випуску.

У результаті чисельного інтегрування та подальшого лінійного апроксимування отримуємо

$$Z = \int_{\frac{p_r}{p_{кр}}}^{\frac{p_r}{p_d}} \frac{d \left( \frac{p_r}{p} \right)}{\psi \cdot \left( \frac{p_r}{p} \right)^{\frac{1}{2 \cdot m} + \frac{1}{2}}} = 2,258 \cdot \frac{p_r}{p} - 1,2$$

Підставляючи чисельні значення відомих величин в вище наведені вирази (1), (2), (3) отримуємо

$$A_1' = \frac{V_{cp}}{\mu_{\text{е1}} \cdot \sqrt{T_b}} \cdot \left[ 0,3296 \cdot \left( \frac{p_b}{p_r} \right)^{0,166} - 0,3535 \right]$$

$$A_1'' = \frac{V_{cp}}{\mu_{\text{е1}} \cdot \sqrt{T_b}} \cdot 0,0392 \cdot \left( \frac{p_b}{p_r} \right)^{0,166} \cdot \left( 2,258 \cdot \frac{p_b}{p_r} \right)^{0,166} \cdot \left( 2,258 \cdot \frac{p_r}{p_d} - 1,2 \right)$$

$$A_2 = - \frac{V_{cp}}{\mu_{\text{е1}} \cdot \sqrt{T_b}} \cdot 0,091 \cdot \ln \frac{V_d}{V_b}$$

де  $V_{cp} = 0,5 \cdot (V_b + V_d)$

Сумуючи всі складові, знаходимо необхідний час-переріз випередження випуску

$$A_{np} = \frac{V_{cp}}{\mu_{\text{е1}} \cdot \sqrt{T_b}} \cdot \left[ \left( 0,282 + 0,088 \cdot \frac{p_r}{p_d} \right) \cdot \left( \frac{p_b}{p_r} \right)^{0,166} - 0,3535 - 0,091 \cdot \ln \frac{V_d}{V_b} \right]$$

(4)

Якщо виконується перевірочний розрахунок, то за відомим наявним час-перерізом випередження випуску  $A_{np}^p$  визначають тиск у

$$\frac{p_d}{p_r} = \frac{0,088}{\left( \frac{\mu_{\text{е1}} \cdot \sqrt{T_b}}{V_{cp}} \cdot A_{np}^p + 0,3535 + 0,091 \cdot \ln \frac{V_d}{V_b} \right) \cdot \left( \frac{p_r}{p_b} \right)^{0,166} - 0,282}$$

$$p_d = \frac{0,088 \cdot p_r}{\left( \frac{\mu_{\text{е1}} \cdot \sqrt{T_b}}{V_{cp}} \cdot A_{np}^p + 0,3535 + 0,091 \cdot \ln \frac{V_d}{V_b} \right) \cdot \left( \frac{p_r}{p_b} \right)^{0,166} - 0,282}$$

При трапецієподібному законі відкриття випускного клапана

$$A_{np}^p = F_{\text{max}} \cdot \left[ (\varphi_{1'} - \varphi_b) / 2 + (\varphi_d - \varphi_{1'}) \right] \cdot \frac{1}{6 \cdot n}$$



Таким чином, якщо задовольняються умови (5), то це одночасно позначає, що  $P_d \leq P_{кр}$ , а тому припущення про існування двох режимів витікання - надкритичного та підкритичного - справедливе. Якщо умови (5) не задовольняються, то це випадок у проектуванні двигунів внутрішнього згорання неможливий і необхідно конструктивними мірами збільшувати час-переріз  $A_{np}^p$ .

Після відкриття впускних органів настає фаза закінчення вільного випуску - газ продовжує витікати з циліндра під впливом діючого перепаду тисків, частково газ надходить у продувний ресівер, тиск у циліндрі падає від  $P_d$  до  $P_u = \xi_a \cdot P_s$ , де коефіцієнт  $\xi_a$  характеризує втрати тиску повітря при втіканні його у циліндр через продувні вікна. У першому наближенні  $\xi_a$  можна приймати від 0,95 до 0,98.

Час-переріз закінчення вільного випуску визначається з (4) як різниця двох значень час-перерізу - одного, розрахованого при  $P_d$ , а другого, де замість  $P_d$  підставляється значення  $P_u$ .

Тоді

$$\Delta A_{ce} = \frac{V'_{cp}}{\mu_{e1} \cdot \sqrt{T_b}} \cdot \left[ 0,088 \cdot \left( \frac{P_b}{P_r} \right)^{0,166} \cdot \left( \frac{P_r}{P_u} - \frac{P_r}{P_d} \right) - 0,091 \cdot \ln \frac{V_u}{V_d} \right]$$

де

$$V'_{cp} = 0,5 \cdot (V_d + V_u)$$

$$\ln \frac{V_u}{V_d}$$

У цій формулі  $\ln \frac{V_u}{V_d}$  величина, близька до нуля, так що об'єм циліндра за період вільного випуску змінюється незначно  $V_u \approx V_d$  і другою складовою у квадратних дужках можна нехтувати.

Таким чином, маємо

$$\Delta A_{ce} = \frac{V_d}{\mu_{e1} \cdot \sqrt{T_b}} \cdot \left[ 0,088 \cdot \left( \frac{P_b}{P_r} \right)^{0,166} \cdot \left( \frac{P_r}{P_u} - \frac{P_r}{P_d} \right) \right]$$

Отримане  $\Delta A_{ce}$  з урахуванням масштабу відкладаємо на діаграмі «час-переріз» та знаходимо кут початку продувки фн. Стосовно до двигунів LMC, RTA з гідрокеруванням випускного клапану і трапецієподібною діаграмою його відкриття кут зсуву початку продувки відносно моменту відкриття продувних вікон легко визначити обчисленням за формулою

$$\Delta\varphi = \frac{6 \cdot n}{F_{\max}} \cdot \Delta A_{ce}$$

$$\varphi_n = \varphi_d + \Delta\varphi$$

Процес продувки припускається відбуваючим при постійному перепаді тисків та, отже, при постійному значенні функції витікання  $\psi_n$ . Диференційне рівняння витікання повітря через продувні вікна

$$dG_n = \mu_n \cdot f_n \cdot \psi_n \cdot \sqrt{\frac{p_s}{V_s}} dt$$

після інтегрування отримує вигляд

$$G_n = \int f_n dt \cdot \mu_n \cdot \psi_n \cdot \sqrt{\frac{p_s}{V_s}} = A_n \cdot \mu_n \cdot \psi_n \cdot \sqrt{\frac{p_s}{V_s}}$$

Маса повітря  $G_n$ , яка пройшла через переріз продувних вікон за цикл

$$G_n = \varphi_g \cdot G_s \cdot \eta_n$$

де  $\varphi_g$  - дійсний коефіцієнт надлишку продувного повітря;

$G_s$  - маса повітря, яка могла би розміститися в об'ємі  $V_s$  при параметрах  $p_s, T_s$ ;

$\eta_n$  - коефіцієнт наповнення циліндра, віднесений до повного ходу поршня.

Після простих перетворень отримуємо необхідний час-переріз продувки

$$A_n = \frac{\varphi_g \cdot V_s \cdot \eta_n}{\mu_n \cdot \psi_n \cdot \sqrt{R \cdot T_s}} \quad (6)$$

Повний наявний час-переріз продувки можна визначити аналітично

$$A_n^p = \frac{30 \cdot \beta \cdot D_u \cdot S}{n} \left[ \left( 2 \cdot \psi_s + \frac{\lambda_{uu}}{4} - 1 \right) \cdot \left( \pi - \frac{\varphi_d}{57,3} \right) + \sin \varphi_d + \frac{\lambda_{uu}}{8} \cdot \sin 2\varphi_d \right]$$

Втрату наявного час-перерізу продувки з-за закінчення вільного випуску знайдемо за тою ж формулою

$$\Delta A_n = \frac{30 \cdot \beta \cdot D_u \cdot S}{2 \cdot n} \times \left[ \left( 2 \cdot \psi_s + \frac{\lambda_{uu}}{4} - 1 \right) \cdot \frac{\Delta \varphi}{57,3} + (\sin \varphi_d - \sin \varphi_n) + \frac{\lambda_{uu}}{8} \cdot (\sin 2\varphi_d - \sin 2\varphi_n) \right]$$

Виправлений час-переріз продувки

$$A_{n1}^p = A_n^p - \Delta A_n$$

або

$$A_{n1}^p = 0,5 \cdot \left( A_n^p + \frac{30 \cdot \beta \cdot D_u \cdot S}{n} \cdot \left[ \left( 2 \cdot \psi_s + \frac{\lambda_{uu}}{4} - 1 \right) \cdot \left( \pi - \frac{\varphi_n}{57,3} \right) + \sin \varphi_n + \frac{\lambda_{uu}}{8} \cdot \sin 2\varphi_n \right] \right)$$

Маючи  $A_{n1}^p$ , дорівнюємо до  $A_p$  в формулі (6) та розв'язуємо її відносно  $\psi_n$

$$\psi_n = \frac{\varphi_g \cdot V_s \cdot \eta_n}{\mu_n \cdot A_{n1}^p \cdot \sqrt{R \cdot T_s}}$$

За значенням  $\psi_n$  за допомогою графіків функції витікання знахо-

димо перепад тиску  $\beta_n = \frac{p_n}{p_s}$  чи знаходимо його за формулою

$$\beta_n = 1 - 0,02639 \cdot \psi_n - 0,281 \cdot \psi_n^2 - 0,52 \cdot \psi_n^3 \quad (7)$$

звідки знаходимо тиск  $p_n$ .

Велика перевага прямого методу визначення перепаду тисків за відношенням  $\beta_n$  через відоме значення функції витікання  $\psi_n$  складається в тому, що у великому інтервалі  $\Delta \varphi$  з-за помилок у заданні

коефіцієнту витрат  $\mu_n$  чи коефіцієнту надлишку повітря на продувку  $\Phi_g$  інтервал  $\beta_n$  виявляється у багато разів менше та рішення буде достатньо сталим у всім можливим діапазоні зміни  $\Psi_n$ .

Дійсно, продиференціюємо (7) та помножимо кожен складову з подальшим поділенням на однакові величини, маємо

$$\beta_n \cdot \frac{d\beta_n}{\beta_n} = -0,0264 \cdot \psi_n \cdot \frac{d\psi_n}{\psi_n} - 0,56 \cdot \psi_n^2 \cdot \frac{d\psi_n}{\psi_n} - 1,56 \cdot \psi_n^3 \cdot \frac{d\psi_n}{\psi_n}$$

$$\delta\psi_n = \frac{d\psi_n}{\psi_n}, \quad \delta\beta_n = \frac{d\beta_n}{\beta_n}, \quad \text{а}$$

Позначаючи відносні зміни

також враховуючи, що  $\beta_n \approx 1$ , запишемо

$$\delta\beta_n = -0,0264 \cdot \psi_n \cdot \delta\psi_n - 0,56 \cdot \psi_n^2 \cdot \delta\psi_n - 1,56 \cdot \psi_n^3 \cdot \delta\psi_n$$

тоді знайдемо

$$\frac{\delta\beta_n}{\delta\psi_n} = -0,0264 \cdot \psi_n - 0,56 \cdot \psi_n^2 - 1,56 \cdot \psi_n^3$$

У нормально спроектованих системах газообміну  $\Psi_n$  лежить у межах 0,20-0,25, звідки випливає, що інтервал відхилення  $\delta\beta_n$  у 15-25 разів менше за інтервал відхилення  $\delta\psi_n$ .

Примушений випуск визначається за тим же диференціальним рівнянням, що і процес продувки, тому необхідний час-переріз при-мушеного випуску

$$A_{ng} = \frac{G_{ng}}{\mu_g \cdot \psi_g \cdot \sqrt{\frac{p_H}{V_H}}} \quad (8)$$

де  $G_{ng}$  - маса газу, яка проходить крізь переріз випускних органів від моменту початку продувки до закриття продувних вікон;

$\psi_g$  - функція витікання газу з циліндра за той же час;

$p_n, V_n$  - тиск та об'єм газу у циліндрі за період примушеного випуску

$$G_{нв} = G_n - G_0 = \frac{3484 \cdot p_s \cdot V_s \cdot \varphi_g \cdot \eta_n}{T_s} - G_0$$

де  $G_0$  - маса газу, яка вийшла з циліндра за період випередження та окончання вільного випуску

$$G_0 = 3484 \cdot \left( \frac{p_b \cdot V_b}{T_b} - \frac{p_n \cdot V_n}{T_n} \right)$$

Тут

$$p_b = \frac{p_z}{(V_b / \rho \cdot V_c)^{n_2}}; T_b = \frac{T_z}{(V_b / \rho \cdot V_c)^{n_2 - 1}}$$

$$V_b = V_c + 0,5 \cdot V_s \left[ (1 - \cos \varphi_b) + \frac{\lambda_{ш}}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi_b) \right] \quad (9)$$

Тиск  $p_n$  отриманий з розрахунку процесу продувки,  $V_n$  - об'єм циліндра на початку продувки визначається за формулою (9), у якій поточний кут  $\varphi_b$  змінюється обчисленим раніш кутом  $\varphi_n$ ;  $T_n$  - температура газів у циліндрі на початку продувки у припущенні, що процес розширення є політропним з показником  $\tau = 1,5$

$$T_n = T_b \cdot \left( \frac{p_n}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}}$$

У процесі примушеного випуску температура суміші у циліндрі падає та її середнє значення А. С. Орлін пропонував визначити за формулою

$$T_{cp} = \frac{T_n - T_a}{\ln \frac{T_n}{T_a}}$$

Замінюючи у (8)  $V_n$  з рівняння стану, дістанемо

$$A_{n\epsilon} = \frac{G_{n\epsilon} \cdot \sqrt{R \cdot T_{cp}} \cdot 10^{-6}}{\mu_{\epsilon} \cdot \Psi_{\epsilon} \cdot p_n} \quad (10)$$

Наявний час-переріз примушеного випуску з врахуванням втрати на вільний випуск та фазу втрати заряду визначається за діаграмою «час-переріз» двигуна, а для сучасних двигунів з трапецієподібною формою діаграми відкриття випускного клапана  $A_{n\epsilon}^p$  можна обчислювати за формулою

$$A_{n\epsilon}^p = F_{\max} \cdot (\varphi_{d1} - \varphi_n) \cdot \frac{1}{6 \cdot n}$$

Розв'язуючи (10) відносно  $\Psi_{\epsilon}$  дістаємо

$$\Psi_{\epsilon} = \frac{10^{-6} \cdot G_{n\epsilon} \cdot \sqrt{R \cdot T_{cp}}}{\mu_{\epsilon} \cdot A_{n\epsilon}^p \cdot p_n}$$

А знаючи  $\Psi_{\epsilon}$ , за формулою (7) знаходимо  $\beta_{\epsilon}$ , звідки тиск газу за циліндром

$$p_r = \beta_{\epsilon} \cdot p_n$$

Для розрахунку фази втрати заряду необхідно за діаграмою «час-переріз» знайти наявний час-переріз втрати заряду  $A_{n3}^p$ , який для двигунів LMC, RTA

$$A_{n3}^p = F_{\max} \cdot [\varphi_{2'} - \varphi_{d1} + 0,5 \cdot (\varphi_a - \varphi_{2'})] \cdot \frac{1}{6 \cdot n}$$

тоді втрата заряду

$$G_{n3} = \mu_{\epsilon 1} \cdot \Psi_{\epsilon} \cdot A_{n3}^p \cdot \frac{p_n \cdot 10^6}{\sqrt{287 \cdot T_a}}$$

Маса заряду у момент закриття випускних органів

$$G_a = G_{d1} - G_{n3} = \frac{p_n \cdot V_{d1}}{R \cdot T_a} - G_{n3}$$

а частка втраченого заряду

$$\delta G_{n3} = \frac{G_{n3} \cdot 10^{-6}}{p_n \cdot V_d} \cdot R \cdot T_a = \frac{G_{n3}}{G_{d1}}$$

Коефіцієнт наповнення циліндра, віднесений до повного ходу поршня

$$\eta_n = \frac{G_a}{G_s} = \frac{G_a \cdot 10^{-6}}{p_s \cdot V_s} \cdot R \cdot T_s$$

де  $G_s$  - маса можливого заряду повітря в об'ємі  $V_s$ .

У період втрати заряду поршень виконує роботу не тільки виштовхування, але і стискування заряду повітря. Якщо припустити, що цей процес ізотермічний, що близько до реальності, то

$$\frac{p_a}{p_n} = \frac{V_d}{V_a} \cdot \frac{G_a}{G_{d1}}$$

де  $V_a$  - об'єм циліндра у момент закриття випускних органів (визначається за кутом  $\varphi_a$ );

$G_{d1}$  - маса суміші у циліндрі у момент закриття продувних вікон.

Розрахунки показують, що у двигунах МС, РТА частка втраченого заряду  $\delta G_{n3}$  створює до 10 %, а підвищення відношення тисків

$$\frac{p_a}{p_n}$$

досягає 1,05.

**Висновки.** У запропанованому методі розрахунку газообміну остаточними результатами є не тільки тиск в циліндрі в період змущеного випуску і продування але і тиск за циліндром, визначення втрати заряду повітря в двотактних двигунах і дозарядки циліндра повітрям - в чотиритактних, а також визначення якісних показників газообміну - коефіцієнта залишкових газів при продуванні камери згоряння чотиритактних двигунів і коефіцієнта наповнення циліндра повітрям з врахуванням втрати ходу поршня на лінії стискування по балансу маси газу.

*ЛИТЕРАТУРА*

1. Петровский Н.В. Судовые ДВС и их эксплуатация. - М.: Транспорт, 1966.
2. Танатар Д.Б. Современные мощные судовые дизели. ~ Л.: Морской транспорт, 1958.
3. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. - К.-М.: Машгиз, 1950. - 480 с.
4. Орлин А. С. Процессы выхлопа и продувки в двухтактных быстроходных двигателях. — М.: Оборонгиз, 1940.
5. Судовые малооборотные дизели с турбонаддувом/ Под ред. 1 Н.Н. Иванченко. - Л.: Судостроение, 1967.
6. Камкин С.В. Газообмен и наддув судовых дизелей. - Л.: Судостроение, 1972. - 200 с.