

Є.Г. Опанасюк, к.т.н., доц.  
Д.Б. Бегерський, ст. викл.  
О.Є. Опанасюк, здобувач

Житомирський державний технологічний університет

## АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОЦЕСУ ГАЗООБМІНУ НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ДВИГУНА

Проведені аналітичні дослідження впливу процесу газообміну на показники роботи двигуна. Проведений тепловий розрахунок досліджуваного двигуна, побудовані згорнуті індикаторні діаграми досліджуваного двигуна для різних режимів його роботи при використанні наддуву на впуску та розрідження у випускній системі. Наведені характеристики двигуна з використанням наддуву та наддуву з розрідженням у випускній системі, порівняно зі стандартним атмосферним двигуном.

**Ключові слова:** газообмін, наддув, тепловий розрахунок.

**Постановка проблеми.** Як відомо, внаслідок втрат на подолання опору у випускній системі двигуна втрачається до 12 % потужності [1, 2]. Таким чином при зміні параметрів процесу випуску можна значно покращити ефективність роботи двигуна. На даний час дане завдання вирішується зміною конструкції випускної системи (встановлення прямооточних глушників) та зміною характеристик процесів газообміну [2]. В першому випадку змінюється опір випускної системи, а отже і тиск наприкінці процесу випуску. Проте це призводить до збільшення шумності роботи двигуна, а отже зміна опору випускної системи можлива лише в певному, вузькому діапазоні, що обумовлено необхідністю забезпечення нормативних значень шумності.

Характеристики процесів газообміну змінюють використанням систем наддуву. Проте використання наддуву також не вирішує проблеми зменшення втрат потужності у випускній системі двигуна. Система наддуву дозволяє підвищити ефективність роботи двигуна за рахунок зміни параметрів процесу впуску. Проте така система не зменшує опір випускної системи, а отже вона не зменшує і втрати у випускній системі.

З наведених даних можна зробити висновок про те, що проблема зменшення тиску у випускній системі з метою підвищення ефективності роботи двигуна, є актуальною.

**Аналітичні дослідження.** З метою встановлення впливу параметрів газообміну на показники роботи двигуна нами було проведено тепловий розрахунок з використанням відомих методик [2]. Результати проведених розрахунків представлено у таблицях 1–4.

Таблиця 1

Результати теплового розрахунку двигуна без наддуву  
з розрідженням у випускному колекторі

$P_r$ , МПа	$\gamma_r$	$T_a$ , °K	$\eta_v$	$T_c$ , °K	$\mu$ , кмоль/кг	$H_{rc}$ , кДж/кмоль	$T_z$ , °K	$P_z$ , МПа	$P_b$ , МПа	$T_b$ , °K	$\lambda$
0,122	0,045	340,48	0,785	732,00	1,0496	80829,91	2788,79	7,106	0,430	1602,86	4,00
0,100	0,036	334,12	0,807	718,34	1,0500	81538,67	2803,92	7,283	0,441	1611,56	4,10
0,080	0,028	328,55	0,827	706,36	1,0504	82160,42	2817,17	7,444	0,450	1619,17	4,19
0,060	0,020	323,16	0,847	694,77	1,0508	82761,76	2829,95	7,605	0,460	1626,52	4,28
0,040	0,013	317,94	0,867	683,56	1,0511	83343,7	2842,29	7,766	0,470	1633,61	4,37
0,020	0,007	312,89	0,887	672,70	1,0515	83907,15	2854,22	7,928	0,480	1640,47	4,46

Таблиця 2

Результати теплового розрахунку двигуна з наддувом  $P_k = 0,1022$  МПа та розрідженням у випускному колекторі

$P_r$ , МПа	$\gamma_r$	$T_a$ , °K	$\eta_v$	$T_c$ , °K	$\mu$ , кмоль/кг	$H_{rc}$ , кДж/кмоль	$T_z$ , °K	$P_z$ , МПа	$P_b$ , МПа	$T_b$ , °K	$\lambda$
0,125	0,042	340,73	0,854	732,55	1,0497	81015,57	2792,76	7,685	0,465	1605,14	4,00
0,100	0,033	334,11	0,879	718,31	1,0502	81756,51	2808,57	7,885	0,477	1614,23	4,11
0,080	0,026	328,99	0,899	707,31	1,0505	82328,84	2820,75	8,045	0,487	1621,23	4,19
0,060	0,019	324,03	0,919	696,64	1,0509	82883,9	2832,54	8,205	0,496	1628,01	4,27
0,040	0,012	319,21	0,939	686,29	1,0512	83422,47	2843,96	8,365	0,506	1634,57	4,36
0,020	0,006	314,54	0,959	676,24	1,0515	83945,27	2855,02	8,525	0,516	1640,93	4,44

Таблиця 3

Результати теплового розрахунку двигуна з наддувом  $P_k = 0,1024$  МПа та розрідженням у випускному колекторі

$P_r$ , МПа	$\gamma_r$	$T_a$ , °K	$\eta_v$	$T_c$ , °K	$\mu$ , кмоль/кг	$H_{rc}$ , кДж/кмоль	$T_z$ , °K	$P_z$ , МПа	$P_b$ , МПа	$T_b$ , °K	$\lambda$
0,125	0,042	340,66	0,854	732,41	1,0497	81022,95	2792,91	7,702	0,466	1605,23	4,00
0,100	0,033	334,06	0,879	718,20	1,0502	81762,19	2808,69	7,902	0,478	1614,30	4,11
0,080	0,026	328,95	0,899	707,22	1,0505	82333,24	2820,84	8,062	0,488	1621,28	4,19
0,060	0,019	324,00	0,919	696,58	1,0509	82887,1	2832,61	8,222	0,497	1628,05	4,27
0,040	0,012	319,19	0,939	686,25	1,0512	83424,54	2844,00	8,382	0,507	1634,60	4,36
0,020	0,006	314,53	0,959	676,22	1,0515	83946,27	2855,04	8,542	0,517	1640,94	4,44

Таблиця 4

Результати теплового розрахунку двигуна з наддувом  $P_k = 0,1025$  МПа та розрідженням у випускному колекторі

$P_r$ , МПа	$\gamma_r$	$T_a$ , °K	$\eta_v$	$T_c$ , °K	$\mu$ , кмоль/кг	$H_{rc}$ , кДж/кмоль	$T_z$ , °K	$P_z$ , МПа	$P_b$ , МПа	$T_b$ , °K	$\lambda$
0,125	0,042	340,63	0,854	732,34	1,0497	81026,62	2792,99	7,711	0,466	1605,28	4,00
0,100	0,033	334,03	0,879	718,14	1,0502	81765,01	2808,75	7,911	0,479	1614,33	4,11
0,080	0,026	328,93	0,899	707,18	1,0505	82335,44	2820,89	8,071	0,488	1621,31	4,19
0,060	0,019	323,98	0,919	696,55	1,0509	82888,7	2832,64	8,231	0,498	1628,07	4,27
0,040	0,012	319,18	0,939	686,23	1,0512	83425,57	2844,03	8,391	0,508	1634,61	4,36
0,020	0,006	314,53	0,959	676,21	1,0515	83946,77	2855,06	8,551	0,517	1640,95	4,44

**Вплив параметрів газообміну на показники ДВЗ.** Робочий цикл характеризується індикаторними показниками. Ці показники стосуються процесів, що відбуваються всередині циліндра двигуна й характеризують досконалість циклу за тепловикористанням.

Середня індикаторна робота  $L_i$  і середній індикаторний тиск  $P_i$ . У кожному робочому циклі за чотири робочих ходи поршня тиск газів у циліндрі різко змінюється. Це ускладнює виконання розрахунків, тому введено умовний середній тиск.

Середнім індикаторним тиском  $P_i$  називається умовний, сталий тиск на поршень, який за один хід поршня виконав би роботу, що дорівнює роботі газів за цикл [1].

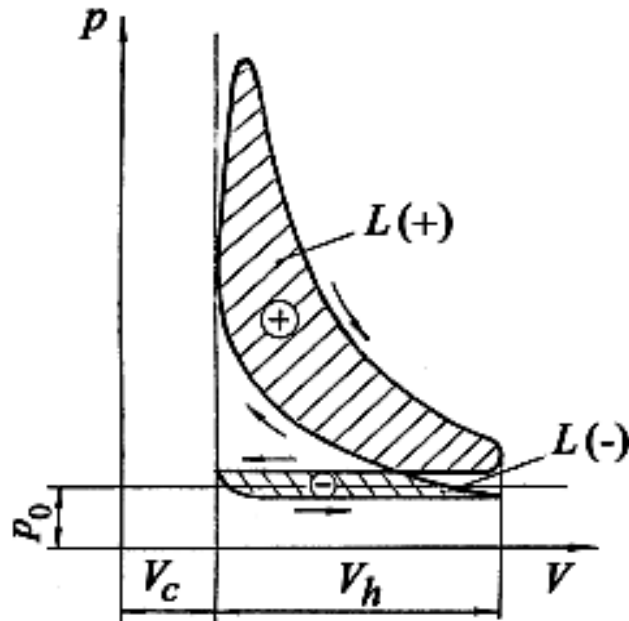


Рис. 1. Діаграма до визначення роботи дійсного циклу ДВЗ [1]

Розглянемо індикаторну діаграму дійсного циклу (рис. 1).

Заштриховані площі на цій діаграмі виражають роботу  $L = P \times Vh$ :  $L(+)$  – позитивна робота;  $L(-)$  – робота, затрачена на газообмін (впуск і випуск). Корисна або індикаторна робота [1]:

$$L_i = L(+)-L(-). \quad (1)$$

Звичайно роботу  $L(-)$ , яка затрачена на здійснення газообміну (або на насосні втрати), відносять до механічних втрат.

Середній індикаторний тиск розрахункового циклу [1]:

- для двигуна з іскровим запалюванням:

$$p_i' = \frac{p_c}{E-1} \left[ \frac{\lambda}{n_2-1} \left( 1 - \frac{1}{E^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left( 1 - \frac{1}{E^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа} \quad (2)$$

$\lambda$  – ступінь підвищення тиску

$$p_i' = \frac{1.908}{9.5-1} \left[ \frac{3.74}{1.246-1} \left( 1 - \frac{1}{9.5^{1.246-1}} \right) - \frac{1}{1.34-1} \left( 1 - \frac{1}{E^{1.34-1}} \right) \right] = 1.116, \text{ МПа}. \quad (3)$$

Середній індикаторний тиск  $p_i$  дійсного циклу відрізняється від  $p_i'$  на величину, пропорційну зменшенню розрахункової діаграми за рахунок скруглення в точках с, z, b. Зменшення теоретичного середнього індикаторного тиску  $p_i'$  внаслідок відхилення дійсного процесу від розрахункового циклу оцінюється коефіцієнтом повноти діаграми  $\varphi_i$  і величиною середнього тиску насосних втрат  $\Delta p_i$ , тобто [2]:

$$p_i = \varphi_i \cdot p_i' = 0.95 \cdot 1.108 = 1.060, \text{ МПа}; \quad (4)$$

- при значеннях коефіцієнта повноти діаграми для карбюраторних двигунів:

$\varphi_i = 0,94 \dots 0,97$ , середній тиск насосних втрат в процесах газообміну (впуску і випуску) визначається з виразу [2]:

$$\Delta p_i = p_r - p_\alpha = 0.122 - 0.087 = 0.035, \text{ МПа}. \quad (5)$$

Величина  $p_i$  для поршневих двигунів змінюється в межах [1, 2]:

- для чотиритактних двигунів з іскровим запалюванням  $p_i = 0,6 \dots 1,4$  МПа;

- для чотиритактних форсованих двигунів  $p_i$  до 1,6 МПа.

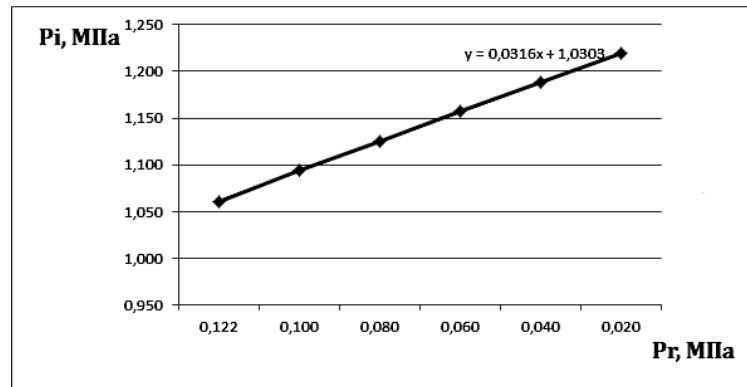


Рис. 2. Залежність індикаторного тиску  $P_i$ , від тиску залишкових газів  $P_r$

Графік (рис. 2) показує, що при зменшенні тиску залишкових газів індикаторний тиск зростає.

Індикаторна потужність двигуна  $N_i$  – це робота, яка здійснюється газами всередині циліндрів за одиницю часу.

Для багатциліндрового двигуна [1, 2]:

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{1.052 \cdot 1.573 \cdot 5800}{30 \cdot 4} = 80,02, \text{ кВт}, \quad (6)$$

де  $p_i$  – середній індикаторний тиск, МПа;

$V_h$  – робочий об'єм одного циліндра, л (дм<sup>3</sup>);

$i$  – кількість циліндрів;

$n$  – кількість обертів колінчастого вала двигуна за 1 хв., об./хв.;

$\tau$  – тактність двигуна.

Індикаторний ККД [2]:

$$\eta_i = \frac{L_i}{H_u}, \quad (7)$$

де  $L_i$  – теплота, еквівалентна індикаторній роботі, МДж/кг;

$H_u$  – нижча теплота згорання палива, МДж/кг.

Індикаторний ККД враховує всі теплові втрати дійсного циклу.

Для автотракторних двигунів, які працюють на рідкому паливі [2]:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v}, \quad (8)$$

де  $p_i$  [МПа],  $H_u$  [МДж/кг],  $\rho_k$  [кг/м<sup>3</sup>],  $l_0$  [кг/кг].

Величина індикаторного ККД в сучасних автотракторних двигунах на номінальному режимі лежить в межах [2]:

- для карбюраторних двигунів:

$$\eta_i = 0,26 \dots 0,35. \quad (9)$$

Індикаторна питома витрата рідкого палива:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = 3600 \cdot \frac{\rho_k \cdot \eta_v}{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}, \text{ г/кВт год.}, \quad (10)$$

де  $p_i$  [МПа],  $\rho_k$  [кг/м<sup>3</sup>],  $l_0$  [кг/кг].

Питома витрата палива на номінальному режимі для сучасних автотракторних двигунів лежить в межах [2]:

- для карбюраторних двигунів:  $g_i = 235 \dots 320$  г/кВт год.

Результати розрахунків наведено в таблицях 5–8.

Таблиця 5

Результати розрахунку індикаторних показників двигуна  
без наддуву та з розрідженням у випускному колекторі

$P_r$ , МПа	$P_i$ , МПа	$\Delta p_i$ , МПа	$N_i$ , кВт	$\eta_t$	$\eta_i$	$g_i$ , г/(кВт×год.)
0,122	1,060	0,035	80,62	0,467	0,379	215,96
0,100	1,095	0,013	83,23	0,473	0,380	215,04
0,080	1,126	-0,007	85,59	0,478	0,382	214,26
0,060	1,157	-0,027	87,96	0,483	0,383	213,53
0,040	1,188	-0,047	90,33	0,488	0,384	212,83
0,020	1,219	-0,067	92,69	0,493	0,386	212,17

Таблиця 6

Результати розрахунку індикаторних показників двигуна  
з наддувом  $P_k = 0,1022$  МПа та з розрідженням у випускному колекторі

$P_r$ , МПа	$P_i$ , МПа	$\Delta p_i$ , МПа	$N_i$ , кВт	$\eta_t$	$\eta_i$	$g_i$ , г/(кВт×год.)
0,125	1,147	0,031	87,22	0,468	0,378	216,23
0,100	1,186	0,006	90,16	0,474	0,380	215,28
0,080	1,217	-0,014	92,51	0,479	0,381	214,56
0,060	1,248	-0,034	94,86	0,483	0,383	213,88
0,040	1,279	-0,054	97,21	0,488	0,384	213,23
0,020	1,309	-0,074	99,56	0,492	0,385	212,62

Таблиця 7

Результати розрахунку індикаторних показників двигуна  
з наддувом  $P_k = 0,1024$  МПа та з розрідженням у випускному колекторі

$P_r$ , МПа	$P_i$ , МПа	$\Delta p_i$ , МПа	$N_i$ , кВт	$\eta_t$	$\eta_i$	$g_i$ , г/(кВт×год.)
0,125	1,150	0,031	87,42	0,468	0,379	216,15
0,100	1,188	0,006	90,36	0,474	0,380	215,20
0,080	1,219	-0,014	92,71	0,479	0,381	214,49
0,060	1,250	-0,034	95,06	0,483	0,383	213,81
0,040	1,281	-0,054	97,41	0,488	0,384	213,17
0,020	1,312	-0,074	99,76	0,492	0,385	212,56

Згорнута індикаторна діаграма дійсного циклу досліджуваного двигуна без наддуву та розрідження у впускній системі

Згорнута індикаторна діаграма дійсного циклу досліджуваного двигуна без наддуву з розрідженням у впускній системі

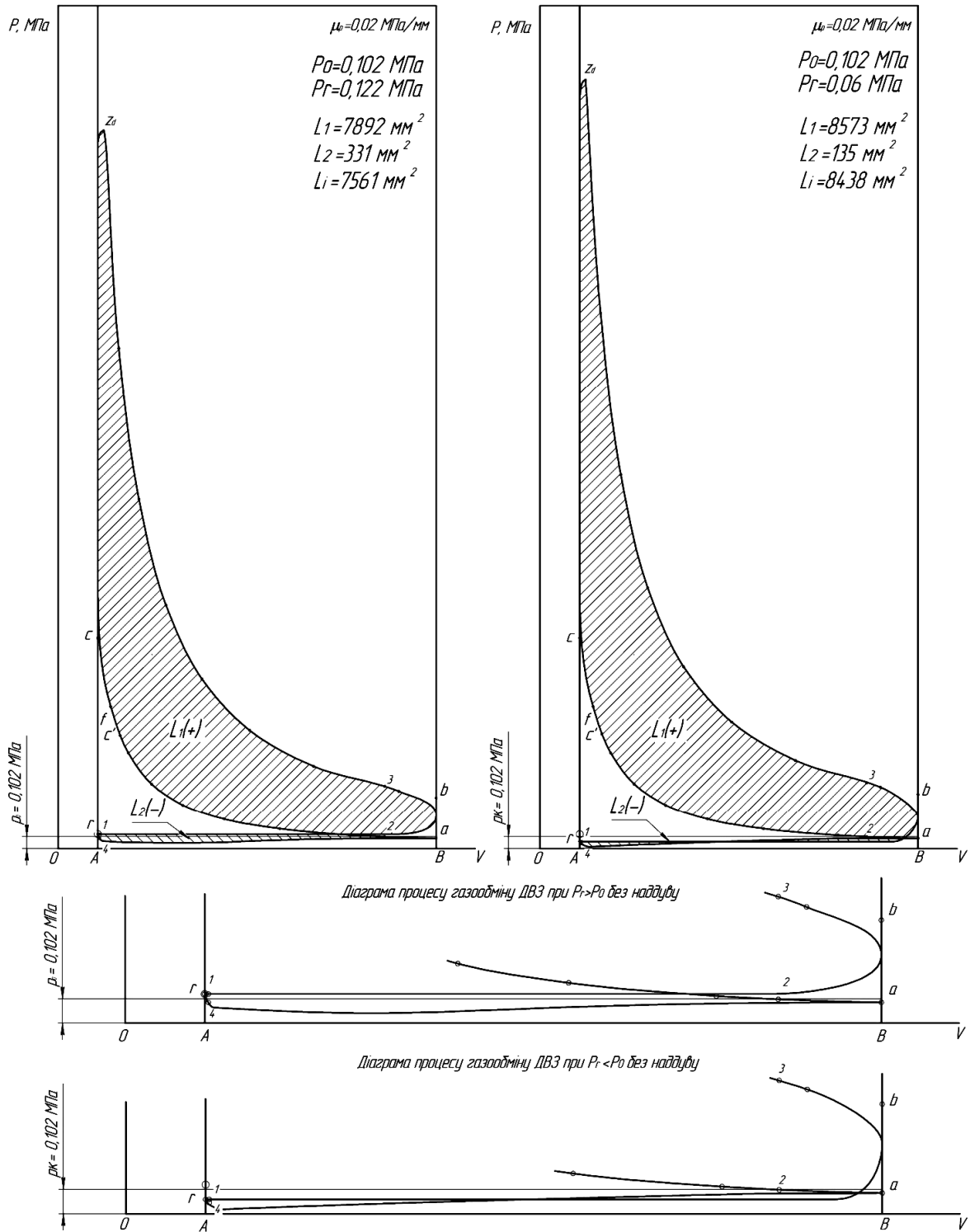


Рис. 3. Згорнуті індикаторні діаграми та діаграми газообміну дійсного циклу досліджуваного двигуна  $P_a = 0,102 \text{ МПа}$  при  $P_r > P_a$  та  $P_r < P_a$ .

Згорнута індикаторна діаграма дійсного циклу досліджуваного двигуна з використанням наддуву

Згорнута індикаторна діаграма дійсного циклу досліджуваного двигуна з використанням наддуву та розрідження у впускній системі

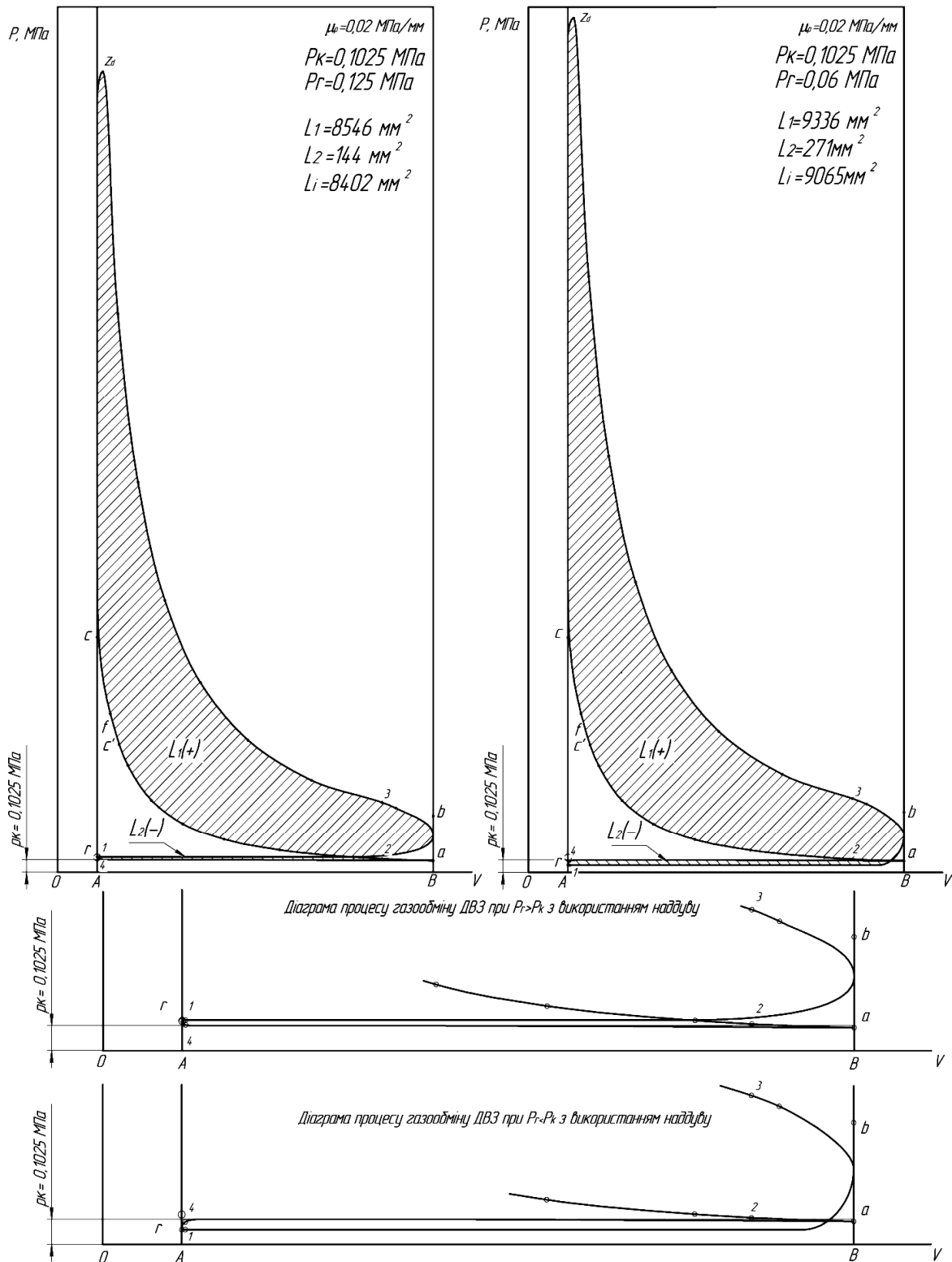


Рис. 4. Згорнуті індикаторні діаграми та діаграми газообміну дійсного циклу досліджуваного двигуна  $P_K = 0,1025 \text{ МПа}$  при  $P_r > P_0$  та  $P_r < P_0$ .

Результати розрахунку індикаторних показників двигуна  
з наддувом  $P_k = 0,1025$  МПа та з розрідженням у випускному колекторі

$P_r$ , МПа	$P_i$ , МПа	$\Delta p_i$ , МПа	$N_i$ , кВт	$\eta_t$	$\eta_i$	$g_i$ , г/(кВт×год.)
0,125	1,151	0,031	87,52	0,468	0,378	216,30
0,100	1,190	0,006	90,46	0,474	0,380	215,35
0,080	1,221	-0,014	92,81	0,479	0,381	214,63
0,060	1,252	-0,034	95,16	0,483	0,382	213,95
0,040	1,283	-0,054	97,51	0,488	0,384	213,31
0,020	1,313	-0,074	99,86	0,492	0,385	212,70

За результатами розрахунків побудовані згорнуті індикаторні діаграми та діаграми газообміну (рис. 3–4). Аналіз діаграм підтверджує попередні розрахунки індикаторних показників. При створенні розрідження  $P_2 = 0,06$  МПа ми спостерігаємо підвищення індикаторної роботи на 10 % та суттєве зменшення механічних втрат на газообмін (рис. 3).

При використанні наддуву (рис. 4) також спостерігається підвищення індикаторного тиску та корисної роботи на 10 %, порівняно з атмосферним двигуном.

Але якщо порівнювати режим з наддувом з режимом розрідження, бачимо підвищення втрат на газообмін на 6 %.

Використання наддуву разом з розрідженням у випускній системі показує остання індикаторна діаграма (рис. 4).

Ми бачимо підвищення індикаторної роботи, порівняно з атмосферним двигуном (рис. 3), на 16 %, а також зменшення втрат на газообмін, що складають 18 %.

#### Список використаної літератури:

1. Автомобільні двигуни : підручник / Ф.І. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов та ін. – К. : Арістей, 2004. – 438 с.
2. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей : учебное пособие / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. школа, 1980. — 400 с.

ОПАНАСЮК Євген Григорович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів та автомобільного господарства Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- екологія автомобільного транспорту;
- теорія і конструкція автомобілів та двигунів;
- прохідність автомобілів.

БЕГЕРСЬКИЙ Дмитро Богданович – старший викладач кафедри автомобілів та автомобільного господарства Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- прохідність автомобілів;
- контактна взаємодія між елементами насипних середовищ.

ОПАНАСЮК Олександр Євгенійович – здобувач Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- прохідність автомобілів;
- теорія і конструкція автомобілів та двигунів.

Стаття надійшла до редакції 27.08.2014