

УДК 621.431.74

DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2022.4/27>**Усов А.В.**

Національний університет «Одеська політехніка»

Слободянюк М.В.

Інститут Військово-Морських Сил Національного університету «Одеська морська академія»

ВПЛИВ ФАКТОРУ ТИСКА НА ПРОЦЕС ПАЛИВОПОДАЧІ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Одним із напрямків підвищення ефективності експлуатації суден морської та річкової галузі є забезпечення надійності щодо експлуатаційних можливостей їх енергетичних установок. Досягти надійної результативності у роботі дизельного двигуна, а саме процесу горіння можливо при керуванні паливною системою двигуна, безпосередньо тиском палива з урахуванням відповідних режимів та змінних факторів.

Метою дослідження є встановлення впливу початкових умов на роботу елементів паливної системи високого тиску під час зміни режимів роботи судового дизельного двигуна.

Послідовне дослідження характеристик щодо зміни параметрів тиску палива на елементах паливної системи високого тиску в умовах зміни частоти обертання розподільного валу є важливим аспектом, який характеризує роботу паливної апаратури на несталих режимах. Провести відповідне дослідження найбільш ефективно в умовах експериментальної установки.

Надрукований матеріал містить результати експериментального дослідження роботи елементів паливної системи високого тиску судового дизеля під час пуску на різних початкових умовах. Отримані данні підтверджують, що початкові умови змінюють показники режимів роботи елементів паливної системи високого тиску судового дизельного двигуна.

Ключові слова: судовий дизельний двигун, паливна система високого тиску, змінні режими, режим розгону, паливоподача, параметри тиску палива, ступеневе впорскування, тиск палива, початковий тиск.

Вступ. Одним із напрямків підвищення ефективності експлуатації суден морської та річкової галузі є забезпечення надійності експлуатаційних можливостей їх енергетичних установок, що, по-перше, дозволяє забезпечити необхідний рівень безпеки мореплавства за рахунок зниження вірогідності виникнення раптових відмов енергетичного обладнання. По-друге, дозволяє отримати науково-методологічну основу для пошуку балансу між безпекою та вартістю її забезпечення, шляхом розроблення або доопрацювання методик чисельної оцінки ризику в нормативних документах Класифікаційних товариств тощо. В-третьє, з погляду на середньострокову перспективу, дизельні двигуни будуть домінуючим типом двигуна внутрішнього згорання на морському та річковому транспорті, деталі яких в процесі здійснення робочих процесів знаходяться під впливом знакозмінних напружень, що багатократно змінюються у часі та впливу змінних факторів навколишнього середовища та команд керування [1].

Значну частину експлуатаційного часу судовий дизельний двигун працює на змінних режи-

мах. Досягти надійної результативності у роботі дизельного двигуна, а саме процесу горіння можливо при керуванні паливною системою двигуна, безпосередньо тиском палива з урахуванням відповідних режимів та змінних факторів. Тому дослідження впливу фактору тиску на процес паливоподачі судового дизеля є актуальним.

Постановка проблеми. Метою дослідження є встановлення впливу початкових умов на роботу елементів паливної системи високого тиску під час зміни режимів роботи судового дизельного двигуна.

Об'єктом дослідження є гідродинамічні процеси в паливній системі високого тиску судового середньобертового дизеля на змінних режимах.

Предмет дослідження – теоретичні основи та методичний підхід щодо процесу паливоподачі на змінних режимах досліджуваного діапазону частоти обертання.

Методологічну основу дослідження становлять методи: дедукції (інформаційний пошук); системний аналіз (під час узагальнення інформаційних матеріалів); фізичне моделювання (при дослідженні процесів паливоподачі).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Попередні дослідження, які представлені у наукових публікаціях авторів [2, 3], вказують на те, що суднові дизельні двигуни працюючи з максимальними експлуатаційними навантаженнями знаходяться під впливом збурень природного походження та експлуатаційних команд керування. В наслідок, експлуатаційні показники судового дизельного двигуна дорівнюють встановленим максимальним значенням, а в деяких випадках, можуть і перевищувати, без загального перевантаження. Що приводить до зменшення потужності, крутного моменту, зміни у розході палива, та інші показники які пов'язані залежністю від частоти обертів. Регулятор обертів судового дизельного двигуна конструктивно налаштовано на утримання частоти обертів. Він надає команди руху рейці паливного насоса високого тиску (далі – ПНВТ), починаються коливання подачі палива. Ризькі або тривалі коливання формують перехідні процеси та зміни у послідовних циклах впорскування. Виникають зміни початку кута впорскування та тривалості впорскування палива, нестабільність підйому та ходу голки форсунки в послідовних циклах. В паливній системі високого тиску змінюються показники тиску палива за фазами впорскування за кожним послідовним циклом на перехідних режимах.

У науковій роботі [4] автором проведено дослідження щодо функціонування дизельного двигуна на несталіх та часткових режимах, як елемент складної рівноважної роботи системи, підсистемою була розглянута паливна система високого тиску. Вхідним зв'язком (координатою) буде положення рейки паливного насоса $h_p(t)$, а вихідною координатою – циклова подача палива $g_{ц}$, яка залежить від частоти обертання колінчастого вала

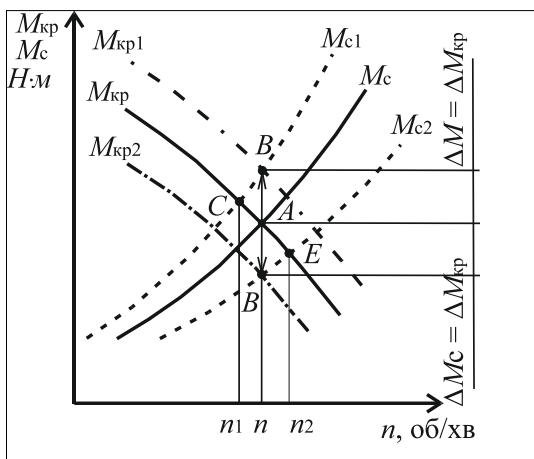


Рис. 1. Інформаційна модель функціонування системи подачі палива дизеля

двигуна n і, отже, від вхідних координат частоти обертання кулачкового вала $n_n(t)$.

Порушення встановленого режиму викликає зміна частоти обертання вала, переміщення рейки паливного насоса, циклової подачі палива в ту чи іншу сторону рис.1.

Перехідний процес викликаний основним параметром зміною циклової подачею палива Δg_T представляється як $\delta_T = (\Delta g_{T2} - \Delta g_{T1}) : \Delta g_{Tн}$, а додатковим параметром – період зміни подачі палива T_T і характер зміни моменту опору від частоти обертання колінчастого вала $M_{кр} = f(n)$. З цього типу перехідного процесу визначається два характерних вида:

- збільшення n – розгін двигуна за рахунок збільшення циклової подачі $g_{ц}$;
- зменшення n – гальмування двигуна за рахунок зменшення циклової подачі палива $g_{ц}$ [5].

Крутний момент дизеля пов'язаний з ефективним коефіцієнтом корисної роботи η_c та величиною циклової подачі палива $g_{ц}$ співвідношенням:

$$M_{кр} = k_g \cdot g_{ц} \cdot \eta_c, \quad (1)$$

де, $k_g = (H_u \cdot i_g \cdot 10^3) : \pi \cdot z_g$; H_u – теплотворна здатність палива; i_g – число циліндрів у дизельному двигуні; z_g – тактність дизельного двигуна.

Рівняння (1) вказує, що крутний момент визначається як середнє значення на різних сталих режимах, і в ньому не враховується в явній формі запізнювання розвитку крутного моменту. При цьому циклова подача палива є основною фізичною (регульованою) величиною, яка впливає на крутний момент.

У дисертаційній роботі [6] «Дослідження міжциклової нестабільності процесів подачі палива дизелів при роботі на режимах малих подач і частот обертання» у якості критерія стабільності роботи паливної апаратури розглядається співвідношення витратних характеристик ПНВТ та форсунки. Ці залежності представлені в формі $V_n = f_1(p_{зал.})$ та $V_\phi = f_2(p_{зал.})$, де $p_{зал.}$ – залишковий тиск у ПНВТ або у форсунці. Після внесення одиничного обурення в роботу паливної апаратури виникає несталий режим роботи паливної апаратури, що характеризується порушенням балансу витрат через ПНВТ та форсунку. Баланс відновлюється не відразу, а тільки після певної кількості циклів впорскування, тобто зміни залишкового тиску до величини, що відповідає новому режиму роботи паливної апаратури, це відбувається не миттєво. Найбільший інтерес представляють сам несталий режим роботи паливної системи, так як він є характерним для значної частини робочого діапазону циклових

подач палива під час роботи паливної апаратури дизельного двигуна.

Таким чином доцільним є продовження дослідження взаємовпливу робочих процесів, які відбуваються у паливній апаратурі, що особливо актуально під час несталих режимів роботи суднового дизельного двигуна.

Виклад основного матеріалу. Послідовне дослідження характеристик щодо зміни параметрів тиску палива на елементах паливної системи високого тиску в умовах зміни частоти обертання розподільного валу є важливим аспектом, який характеризує роботу паливної апаратури на несталих режимах. Провести відповідне дослідження найбільш ефективно в умовах експериментальної установки.

Надрукований матеріал містить результати експериментального дослідження роботи паливної системи високого тиску суднового дизеля при різних початкових умовах, на пусковому режимі.

Досліджувалась паливна апаратура високого тиску суднового дизеля 6ЧН 25/34 у складі: форсунка закритого типу з розпилювачем $9 \times 0,35$ мм; золотниковий паливний насос високого тиску, діаметр і хід плунжера який становить 16 мм; паливний трубопровід високого тиску довжиною 0,9 м, з діаметрами 9 мм та 3 мм (зовнішній та внутрішній відповідно).

Обертання розподільного валу здійснює електродвигун постійного струму з відповідною системою керування, яка забезпечує плавну частоту обертання. Загальний вигляд паливної системи високого тиску суднового дизеля 6ЧН 25/34 у складі експериментальної установки наведено на рис. 2.

Процес впорскування на експериментальній установці у різних точках фіксувався тензометричними датчиками тиску та індуктивними датчиками переміщення. З подальшою реєстрацією багатоканальним програмно-апаратним комплексом, який складається з наступних складових: – персональний комп'ютер з відповідним пакетом програмного забезпечення; – вимірювальний пристрій типу LTR-U-1 з багатоканальним аналоговим цифровим перетворювачем; – блок підсилювачів і комутації.

Багатоканальний програмно-апаратний комплекс забезпечував безперервне візуальне спостереження на моніторі та запис персональним комп'ютером гідродинамічних та механічних процесів, які відбуваються у елементах високого тиску паливної системи суднового дизеля на всіх режимах роботи.

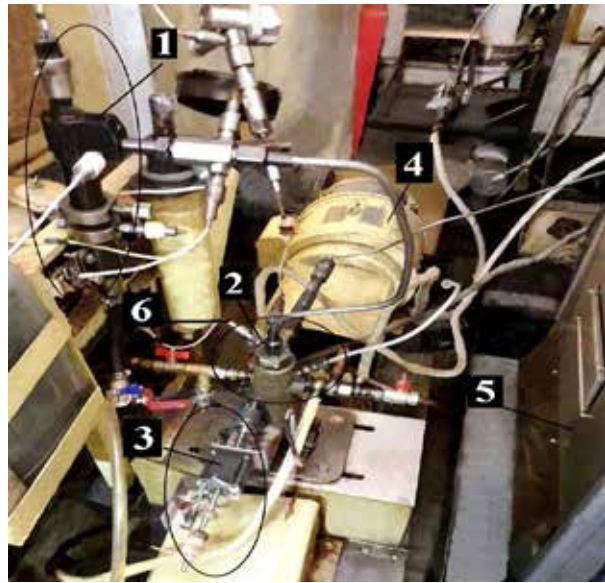


Рис. 2. Загальний вигляд експериментальної установки з випробування паливної апаратури високого тиску суднового дизельного двигуна 6ЧН 25/34:

1 – паливна форсунка з датчиками тиску та переміщення голки розпилювача; 2 – паливний насос високого тиску (ПНВТ) з датчиками тиску; 3 – комплекс керування рейкою ПНВТ; 4 – електропривод постійного струму; 5 – станція керування електроприводом; 6 – датчик тиску ПНВТ.

Під час дослідження реєструвався: тиск палива у штуцері ПНВТ p_n , у штуцері паливної форсунки $p_{ф.вх}$, у каналі форсунки $p_{ф.к}$; переміщення голки розпилювача z ; частота обертання розподільного валу n_p ; кут повороту розподільного валу φ ; час впорскування t . Постійними налаштуваннями були: вихід рейки ПНВТ – 15 мм; стискання кріплення пружини голки форсунки 70 бар.

Раніше [2; 3] були проведені експериментальні дослідження паливної системи високого тиску суднового дизеля 6ЧН 25/34 з двома варіантами початкових умов. Результати експериментальних досліджень використовуються далі для порівняння з параметрами, які встановлені у дослідженні системи впорскування з закритою форсункою.

Під час експериментального дослідження зроблено два пуски. Умови першого пуску – паливна система високого тиску розвантажена, початковий тиск дорівнює нулю. Умови другого пуску – пуск виконано безпосередньо після зупинки експериментальної установки, з початковим тиском у паливній системі. При цьому для обох пусків попередньо запускався насос, що забезпечував тиск підкачки 5 бар.

У попередніх експериментальних випробуваннях насос, що підкачує паливо не вмикався, паливо подавалося з ємності самопливом із статичним тиском на вхід до ПНВТ 0,05 бар.

Оскільки було встановлено [2], що початкові умови не надають помітного впливу на параметри подачі палива при сталому режимі і вибігу, в даному матеріалі розглядається ділянка розгону.

Тахограми двох зазначених вище пусків (з підкачкою) та різними значеннями початкового тиску представлені на рис. 3 кривими 3 та 4. Аналогічні тахограми отримані у роботі [3] (без підкачки) та відповідають кривим 1 та 2. На кожній тахограмі вказуються точки першого впорскування.

Розміщення тахограм розгону на рис. 3 вказує, що система з залишковим тиском без підкачки володіє найбільшим динамічним рухом. Точки 1, 2, 3, 4 вказують на різницю формування умов першого впорскування. Так, при наявності

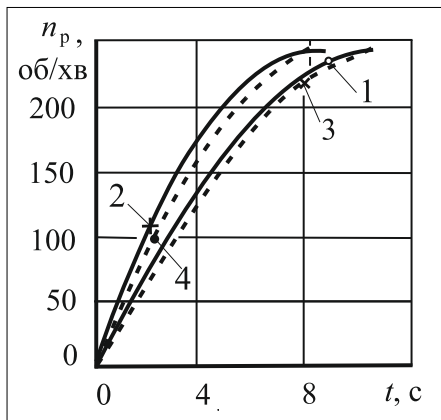


Рис. 3. Тахограми розгону, функція залежності обертів від часу $n_p = f(t)$:

1, 3 – паливна система розвантажена; 2, 4 – паливна система з залишковим тиском; (—) паливна система без підкачки; (---) паливна система з підкачкою; (*, +, x, o) точки на кривих – перше впорскування на відповідному режимі

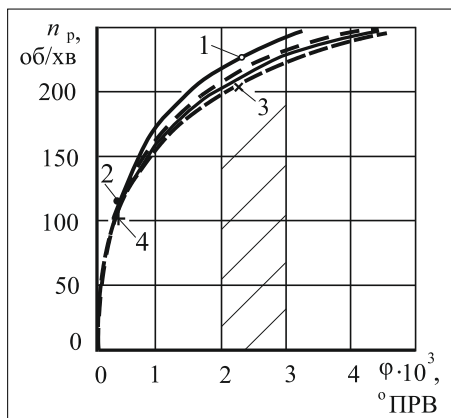


Рис. 4. Тахограми розгону, функції від кута повороту $\varphi = f(n_p)$ (позначення на рис. 3)

залишкового тиску (точки 2, 4), початок впорскування починається на обертах у два рази менше, ніж у розвантажувальній паливній системі (точки 1, 3).

Слід зазначити, що під час аналізу залежності частоти обертання від функції кута повороту $\varphi = f(n_p)$ з моменту початку обертання розподільного валу отримуємо інші висновки рис. 4.

У даному випадку під час однакових кутах впорскування найбільша частота обертів досягається паливною системою, яка розвантажена та не має підкачки. Очевидно, опір, що створюється ПНВТ, у цьому випадку мінімальний та відповідає зазначеному співвідношенню. В якості ілюстрації цього факту можна вказати відмінність в частоті обертання на ділянці $\varphi (2-3) \cdot 10^3$ ПРВ, що склало 10 об/хв (рис. 4 точки 1, 3).

Що стосується першого впорскування, то основним параметром, що визначає його характеристики, є початковий тиск.

У паливній системі, яка розвантажена, перші впорскування спостерігаються при $\varphi = 2,76 \cdot 10^3$ ПРВ, $n_p = 219$ об/хв, що становить 7,6 оборотів кулачкового валу (рис. 4 точка 1). З підкачкою (рис. 4 точка 3) $\varphi = 2,52 \cdot 10^3$ ПРВ, $n_p = 219$ об/хв, що становить 7,0 оборотів кулачкового валу.

У паливній системі з залишковим тиском без підкачки та з підкачкою умови першого впорскування близькі та мають наступні показники $\varphi = 360$ ПРВ, $n_p = 102 - 100$ об/хв, що становить 1,0 обороту кулачкового валу (рис. 4 точки 2, 4).

Отже, величина тиску палива на вході до ПНВТ у діапазоні дослідження від $0,05 \div 5$ бар не робить істотного впливу на розвиток процесу впорскування під час розгону.

Чисельні показники параметрів подачі палива для різних початкових умов наведені у таблиці 1.

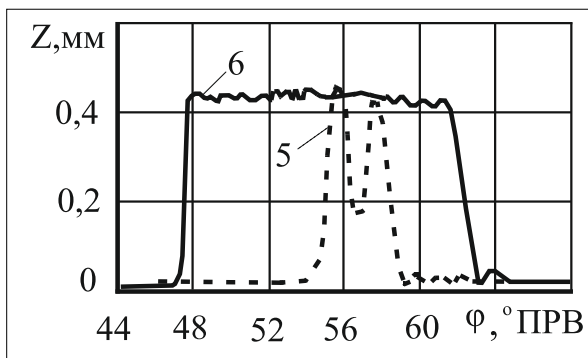
Розглянемо особливості сформованих характеристик паливної системи суднового дизеля за фазами впорскування під час режиму розгону при різних початкових умовах.

Осцилограми переміщення голки форсунки z під час ступеневого впорскування розвантаженої паливної системи без підкачки та з підкачкою наведені на рис. 5. Характеристики зазначених режимів (табл. 1) знаходяться у межах $n_p = 221 - 229$ об/хв (рис. 5а) та $n_p = 212 - 219$ об/хв (рис. 5б).

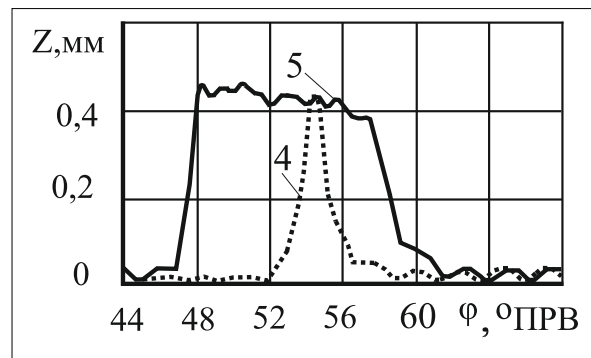
Можна відзначити, що кут впорскування під час ступеневого впорскування в умовах розвантаженої паливної системи без підкачки та з підкачкою не значний та складає $4,5^\circ$ ПРВ та 4° ПРВ відповідно (рис. 5а осцилограма 5, рис. 5б осцилограма 4).

Фази впорскування на режимі розгону

Фази впорскування на режимі розгону	Паливна система					
	розвантажена			з залишковим тиском		
	№ циклів	n_p , об/хв	$\varphi \cdot 10^3$, °ПРВ	№ циклів	n_p , об/хв	$\varphi \cdot 10^3$, °ПРВ
<i>1 серія випробувань: паливна система без підкачки</i>						
ділянка тахограми розгону, умови впорскування не сформувалися	1–4	173–213	0,96–2,04	–	–	–
ділянка тахограми розгону, ступеневе впорскування	5	221	2,40	–	–	–
перший цикл стійкого впорскування на ділянці тахограми розгону	6	229	2,76	1	102	0,36
останній цикл впорскування на ділянці тахограми розгону	26	243	–	20	243	–
<i>2 серія випробувань: паливна система з підкачкою</i>						
ділянка тахограми розгону, умови впорскування не сформувалися	1–3	168–202	1,08–1,80	–	–	–
ділянка тахограми розгону, ступеневе впорскування	4	212	2,16	–	–	–
перший цикл стійкого впорскування на ділянці тахограми розгону	5	219	2,52	1	100	0,36
останній цикл впорскування на ділянці тахограми розгону	23	245	–	18	245	–



а



б

Рис. 5. Осцилограма переміщення голки форсунки під час ступеневого впорскування:

а – паливна система без підкачки, б – паливна система з підкачкою; 4, 5, 6 – цикли ступеневого та першого стабільного впорскування

Що стосується кута першого стабільного впорскування $\varphi_{\text{вп}}$ у відповідних умовах, кути різняться більш суттєво, а саме $16,2^\circ$ ПРВ та $12,5^\circ$ ПРВ (рис. 5а осцилограма 6, рис. 5б осцилограма 5).

Осцилограми тиску палива на вході до форсунки $p_{\text{ф.вх}}$ для різної частоти обертання під час ступеневого впорскування, коли паливна системи розвантажена без підкачки та з підкачкою, а також перше впорскування паливної системи з залишковим тиском без підкачки та з підкачкою наведені на рис. 6.

Осцилограма тиску палива на вході до форсунки $p_{\text{ф.вх}}$ (рис. 6 а, крива 5) показує, що коли паливна система розвантажена та відсутня підкачка тиск має три пікових значення. Перші два піки тиску не перевищували тиску затягування пружини голки форсунки межею у 70 бар. Третій пік тиску досяг робочого значення, але треба відзначити, що через недостатню частоту обертання розподільного валу впорскування мало ступеневий вигляд.

Осцилограми тиску палива на вході до форсунки $p_{\text{ф.вх}}$ (рис. 6 б) цикли першого стабільного впорскування у паливній системі з залишковим тиском коли підкачка відсутня та з підкачкою мають близьку форму за виглядом. Максимальні значення тиску майже рівні (166 та 167 бар відповідно).

У паливній системі при умові, що є залишковий тиск та відсутня підкачка палива, кут впорскування $\varphi_{\text{вп}}$ на $2,8^\circ$ ПРВ більше ніж з підкачкою. Впорскування починається на 3° ПРВ раніше, ніж у паливній системі з підкачкою.

Залежність параметрів подачі палива від частоти обертання на режимі розгону на різних початкових умовах представлена на рис. 7.

Аналізуючи дані, які були отримані під час зміни двох умов дослідних випробувань – початковому тиску в системі та наявності підкачки. Величини тиску палива та кута впорскування, отримані під

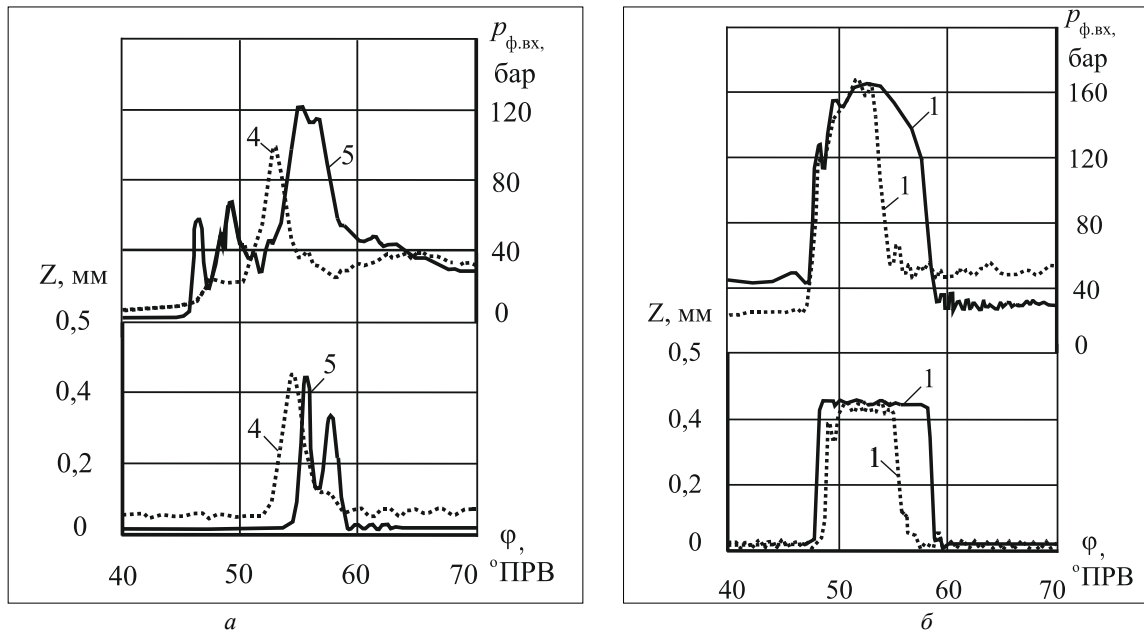


Рис. 6. Осцилограми тиску палива на вході до форсунки $p_{ф.вх}$ під час режиму розгону:
 а – паливна система розвантажена; 4, 5 – цикли ступеневого впорскування; б – паливна система з залишковим тиском;
 1, 1 – цикли першого стабільного впорскування; (—) підкачка відсутня; (- - -) з підкачкою (позначення в тексті).

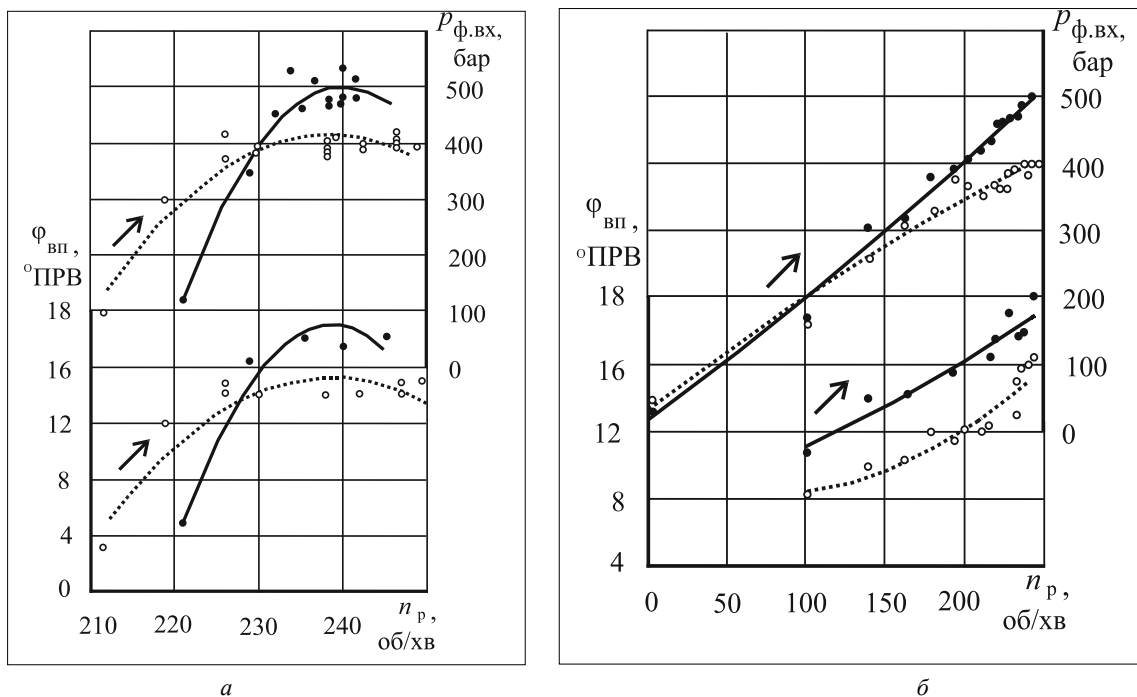


Рис. 7. Залежність параметрів подачі палива від частоти обертання на режимі розгону на різних початкових умовах:

а – паливна система розвантажена; б – паливна система з залишковим тиском; (—•—) підкачка відсутня, (- - -) з підкачкою (позначення в тексті).

час розгону, наведені на рис. 7. Для розвантаженої паливної системи (рис. 7а) характерно відзначене раніше суттєве запізнення першого впорскування з значною кількістю пропусків подачі та з відповідним зростанням початкової частоти обертання.

При цьому умови наповнення ПНВТ не роблять помітного впливу на тривалість підготовчої ділянки. Лише в умовах коли паливна система розвантажена, початкова частота впорскування дещо зменшується (близько 10 об/хв),

що не перевищує 5% поточної частоти обертання розподільного валу. При наявності залишкового тиску впорскування починається при однакових величинах $n_p = 100$ об/хв, це вдвічі менше, ніж за відсутності початкового тиску.

Чисельні показники параметрів впорскування під час режиму розгону на різних початкових умовах зведені у табл. 2 та табл. 3.

Чисельні показники параметрів подачі палива для різних початкових умов обох випробувань, які наведені у табл. 1. мають наступні фази (ділянки) впорскування на режимі розгону (цикли):

- ділянка тахограми розгону, умови впорскування не сформувалися;
- ділянка тахограми розгону, ступеневе впорскування;
- перший цикл стійкого впорскування на ділянці тахограми розгону;
- останній цикл впорскування на ділянці тахограми розгону.

Кількість циклів впорскування на ділянці розгону (в яких умови впорскування не сформувалися) в першій серії без підкачки було 4, у другій серії (з підкачкою) кількість таких циклів зменшилася до 3. Обороти розподільного валу склали при цьому відповідно 173–213 об/хв та 168–202 об/хв.

Цикли ступеневого впорскування розвантаженої системи без підкачки і з підкачкою фіксувалися на оборотах 221 об/хв та 212 об/хв.

Умови першого впорскування розвантаженої паливної системи без підкачки сформувалися на 229 об/хв, а з підкачкою на 219 об/хв.

Таким чином, на початку розгону розвантаженої системи, умови впорскування формуються під час досягнення частоти обертання близьких до номінальної. При цьому з'являється вплив умов наповнення ПНВТ, а саме початкова частота впорскування з підкачкою на 5% менше.

Режим розгону тривав до досягнення значення 245 об/хв. Коли паливна система розвантажена та без підкачки або з підкачкою кількість циклів на даній ділянці склало 26 та 23. У паливній системі з залишковим тиском без підкачки та з підкачкою 20 та 17 відповідно.

Різниця кутів першого стабільного впорскування $\varphi_{вп}$ паливної системи, яка розвантажена без підкачки та з підкачкою склала 3,7°ПРВ (табл. 2 цикли 5 та 6). У паливній системі з залишковим тиском без підкачки та з підкачкою дорівнює 2,8 °ПРВ (табл. 3 цикл 1).

Величина початкового тиску $p_{поч}$ в паливній системі з залишковим тиском без підкачки та з підкачкою, склала 27 бар та 43 бар.

Величина тиску палива на вході до форсунки $p_{ф.вх}$ під час режиму розгону, коли паливна система має залишковий тиск рис. 6б вказує, що початковий тиск не впливає на значення максимального тиску в системі. Частота обертання розподільного валу під час

Таблиця 2

Показники розвантаженої паливної системи високого тиску під час режиму розгону (підкачка відсутня / з підкачкою)

п/н, циклу	n_p , об/хв	t , с	$P_{ф.вх}$, бар	$P_{ф.к}$, бар	$P_{н.}$, бар	$\varphi_{вп}$, °ПРВ	Фаза випробування
1/-	173/-	6,28/-	1-2/-	1-2/-	3/-	0/-	розгін
2/1	185/168	6,57/6,13	2/4,3	1-2/1-2	5/10	0/0	розгін
3/2	200/188	6,83/6,47	2/6,6	1-2/1-2	7/10	0/0	розгін
4/3	213/202	6,91/6,78	40/9,3	20/3	55/11	0/0	розгін
5/4	221/212	7,19/7,08	121/99	125/93	118/70	4,5/4,0	ступеневе впорскування
6/5	229/219	7,46/7,35	344/299	345/297	381/299	16,2/12,5	перший цикл стійкого впорскування
7/6	232/226	7,72/7,63	452/361	449/365	488/364	17,5/14,2	розгін
26/23	245/245	12,45/11,86	500/398	501/406	532/397	18/15,2	останній цикл впорскування під час розгону

Таблиця 3

Показники паливної система високого тиску з залишковим тиском під час режиму розгону (підкачка відсутня / з підкачкою)

п/н, циклу	n_p , об/хв	t , с	$P_{ф.вх}$, бар	$P_{ф.к}$, бар	$P_{н.}$, бар	$\varphi_{вп}$, °ПРВ	Фаза випробування
-	0	0	27/43	27/43	27/43	0	$p_{поч}$, залишковий тиск
1/1	102/100	2,66/3,19	166/159	163/161	188/169	10,8/8,0	перший цикл стійкого впорскування
2/2	140/138	3,16/3,70	307/257	301/253	329/248	14/10	розгін
20/17	245/245	8,17/8,70	493/393	486/392	529/401	17,9/16	останній цикл впорскування під час розгону

першого впорскування майже збігається. Дійсно, зазначені значення n_p під час першого впорскування з залишковим тиском без підкачки та з підкачкою близькі і складають відповідно 102 та 100 об/хв.

Висновки. Умови наповнення ПНВТ впливають на початкову ділянку розгону. А саме під час підвищення тиску палива на вході до ПНВТ, шляхом включення насоса, який підкачує паливо, скорочується кількість циклів від початку розгону до заданого режиму роботи паливної системи, у випробуванні було 6 циклів.

Залежність параметрів розгону від тиску підкачки характеризується наступним чином: на ділянці розгону найбільш помітний вплив початкового тиску, який формувався після короткочасної зупинки експериментальної установки без розвантаження паливної системи високого тиску. Так, умови першого впорскування у випробуванні сформувався під час частоти обертання 102–100 об/хв на відміну від розвантаженої паливної системи, котра склала 229–219 об/хв.

Початковий тиск $p_{\text{поч}}$ та оберти розподільного валу впливають на величину кута впорскування. У розвантаженої паливної системі без підкачки та з підкачкою відношення величин кутів першого стабільного впорскування і впорскування $\varphi_{\text{вп}}$ склало 1,11 та 1,21. У паливній системі з залишковим тиском без підкачки та з підкачкою відповідне ставлення кутів $\varphi_{\text{вп}}$ склало 1,65 та 2,00.

Різниця кутів першого стабільного впорскування в експериментальних дослідженнях для розвантаженої паливної системі без підкачки та з підкачкою склало 3,7 °ПРВ, для паливної системі з залишковим тиском без підкачки та з підкачкою 2,8 °ПРВ. Таким чином, тиск підкачки зменшує вплив на тривалість кута першого стабільного впорскування.

Виконані експериментальні дослідження дозволили встановити вплив початкових умов на характеристики впорскування під час зміни режимів у роботі паливної системи високого тиску судового дизеля.

Список літератури:

1. Слободянюк М.В. Вдосконалення процесів впорскування палива судового дизеля : дис. ... канд. техн. наук : спец.05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки». Одеса, 2021. 20 с.
2. Половинка Э.М. Процесс впрыскивания топлива в судовом среднеоборотном дизеле на переменных режимах / Э.М. Половинка, Н.В. Слободянюк. Одесса : Судовые энергетические установки. 2016. Вып. 36. С. 141–151.
3. Половинка Э.М. Скоростные характеристики системы топливоподачи судового среднеоборотного дизеля на переменных режимах / Э.М. Половинка, Н.В. Слободянюк. *Молодий вчений*. 2016. № 3(43). С. 735–740.
4. Абраров М.А. Повышение эффективности функционирования дизеля машинно-тракторного агрегата электронным регулированием топливоподачи : автореф. дис. ... канд. тех. наук : 05.04.02 «Тепловые двигатели». Санкт-Петербург – Пушкин, 2013. 20 с.
5. Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев; Под общ. ред. А.К. Костин. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. 284 с.: ил.
6. Чистяков А.Ю. Исследование межцикловой неустойчивости процессов топливоподачи дизелей при работе на режимах малых подач и частот вращения : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Александр Юрьевич Чистяков. Хабаровск, 2006. 199 с.

Usov A.V., Slobodianiuk M.V. INFLUENCE OF THE PRESSURE FACTOR ON THE FUEL SUPPLY PROCESS SHIP DIESEL

One of the ways to increase the efficiency of operation of sea and river vessels is to ensure reliability in terms of operational capabilities of their power plants. Achieve reliable performance in the operation of the diesel engine, namely the combustion process is possible by controlling the fuel system of the engine, directly by the fuel pressure, taking into account the relevant modes and variables.

The aim of the study is to establish the influence of the initial conditions on the operation of the elements of the high-pressure fuel system during the change of modes of operation of the marine diesel engine.

Consistent study of the characteristics of the change of fuel pressure parameters on the elements of the high pressure fuel system in the conditions of changing the speed of the camshaft is an important aspect that characterizes the operation of fuel equipment at unstable modes. To carry out the corresponding research most effectively in the conditions of experimental installation.

The printed material contains the results of an experimental study of the elements of the high-pressure fuel system of a marine diesel engine during start-up under different initial conditions. The obtained data confirm that the initial conditions change the performance of the high pressure fuel system elements of the marine diesel engine.

Key words: *marine diesel engine, high pressure fuel system, variable modes, acceleration mode, fuel supply, fuel pressure parameters, step injection, fuel pressure, initial pressure.*