АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі наведено результати розрахунку головного суднового двигуна 7ДКРН 40/177 (WinGD 7X40-B) потужністю 7945 кВт при частоті обертання 146 $хв^{-1}$.

Виконано розрахунок робочого циклу і динамічний розрахунок. Розраховано паливну систему двигуна: цистерни, сепаратори, насоси, кінцевий підігрівач, фільтри і трубопроводи. Розроблено заходи з охорони праці під час експлуатації двигуна.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 59 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 18 джерел. Графічна частина представлена на 3 кресленнях формату А1.

Ключові слова: головний суднový двигун, наддув, паливна система, сепаратор, підігрівач.

The qualification work presents the calculation of the main marine engine 7DKRN 40/177 (WinGD 7X40-B) with a power of 7945 kW at 146 rpm.

The engine working cycle and the dynamics of the crank mechanism was calculated. The fuel oil system was calculated, including tanks, separators, pumps, end-heater, filters and piping. Occupational safety measures for engine operation are proposed.

The qualification work is written in Ukrainian and consists of 59 pages of calculations and explanatory notes. Eighteen sources are used. The graphic part is presented in three A1 format drawings.

Key words: main marine engine, turbocharging, fuel oil system, separator, heater.

ЗМІСТ

Вступ..... 4

Розділ 1. Опис двигуна 7ДКРН 40/177..... 6

Розділ 2. Розрахунок робочого циклу та динамічних зусиль двигуна 7ДКРН 40/177..... 15

Розділ 3. Розробка паливної системи..... 34

Розділ 4. Забезпечення вимог охорони праці..... 46

Висновки..... 53

Список використаної літератури..... 54

Додаток А. Поперечний переріз двигуна 7ДКРН 40/177..... 57

Додаток Б. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки..... 58

Додаток В. Паливна система..... 59

ВСТУП

Малообертові двотактні дизелі з прямою передачею потужності на гребний гвинт залишаються основним типом головних двигунів транспортних суден середньої та великої водотоннажності. Висока економічність, здатність працювати на важких залишкових паливах, простота пропульсивного комплексу без редуктора і великий моторесурс зумовлюють їх домінування на балкерах, танкерах і контейнеровозах [1]. Водночас вимоги до суднових енергетичних установок за останнє десятиліття суттєво ускладнилися: діють обмеження щодо викидів оксидів азоту й сірки, запроваджено показники енергоефективності суден, а паливо стало дорожчим і різноманітнішим за властивостями [2, 3].

Відповіддю виробників на ці вимоги стали двигуни з електронним керуванням робочим процесом. Двигуни серії X компанії Winterthur Gas & Diesel (WinGD) не мають розподільного вала: упорскування палива, привод випускних клапанів, пуск і циліндрове мащення виконуються за командами електронної системи керування [4]. Це дає змогу змінювати фази паливоподачі та газорозподілу залежно від режиму і підбирати налаштування двигуна під експлуатаційний профіль судна. Двигун X40-B є наймолодшим за діаметром циліндра представником серії, призначеним для суден невеликої та середньої вантажопідйомності, тому інженерний розрахунок саме цього типу двигуна має практичне значення для підготовки фахівців з експлуатації та проєктування суднових ДВЗ.

Розрахунок робочого циклу, динаміки та систем, що обслуговують двигун, є базовою інженерною задачею, яку виконують на стадії вибору головного двигуна, узгодження його з корпусом і гвинтом, а також під час аналізу технічного стану в експлуатації [5]. Такий розрахунок дозволяє за обмеженим набором паспортних даних відтворити параметри робочого тіла в характерних точках циклу, оцінити навантаження на деталі кривошипно-

шатунного механізму (КШМ) і визначити вихідні дані для підбору обладнання паливної системи.

Мета роботи – виконати розрахунок головного суднового двигуна 7ДКРН 40/177 (WinGD 7X40-B) на номінальному режимі: робочого циклу, газотурбінного наддуву, динаміки КШМ, а також паливної системи.

Для досягнення мети поставлено такі завдання:

– проаналізувати конструктивні особливості двигуна WinGD X40-B, його поле номінальних режимів, налаштування та системи, що його обслуговують;

– реалізувати методику Гриневецького–Мазінга для розрахунку робочого циклу;

– виконати розрахунок балансу газотурбінного наддуву та оцінити потребу в перепуску газів повз турбіну;

– побудувати індикаторну діаграму та виконати динамічний розрахунок КШМ;

– розрахувати паливну систему двигуна: запаси і цистерни, сепаратори, насоси, підігрівачі, фільтри, трубопроводи та параметри паливоподачі;

– розробити заходи з охорони праці під час експлуатації та обслуговування двигуна.

Об'єкт дослідження – головний судновий малообертовий двотактний дизель 7ДКРН 40/177 (WinGD 7X40-B).

Предмет дослідження – робочий цикл, навантаження в кривошипно-шатунному механізмі та параметри паливної системи двигуна на номінальному режимі.

РОЗДІЛ 1
ОПИС ДВИГУНА 7ДКРН 40/177

Призначення та основні технічні характеристики

Двигун WinGD X40-B – це малообертовий двотактний реверсивний крейцкопфний дизель без розподільного вала, з жорстким прямим з'єднанням з гребним валом і акумуляторною системою упорскування палива типу Common Rail [4]. За національним позначенням семициліндрова модифікація двигуна має марку 7ДКРН 40/177: двотактний (Д), крейцкопфний (К), реверсивний (Р), з наддувом (Н), з діаметром циліндра 40 см і ходом поршня 177 см.

Двигун випускається у виконаннях з п'ятьма – вісьмома циліндрами. Основні показники на режимі максимальної тривалої потужності (MCR, точка R1) наведено в таблиці 1.1. Відношення ходу поршня до діаметра S/D = 4,43 відносить двигун до групи наддовгохідних; великий хід поршня за помірної частоти обертання дає можливість застосовувати гребні гвинти більшого діаметра з вищим пропульсивним ККД [4].

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики двигуна 7ДКРН 40/177 (на режимі R1)

Параметр	Значення
Діаметр циліндра D, мм	400
Хід поршня S, мм	1770
Відношення S/D	4,43
Кількість циліндрів i	7 (виконання 5…8)
Потужність на один циліндр, кВт	1135
Ефективна потужність N_e (R1), кВт	7945
Частота обертання n (R1), $хв^{-1}$	146
Середній ефективний тиск p_e, бар	21,0
Робочий об'єм циліндра V_h, л	222,4
Середня швидкість поршня c_m, м/с	8,61
Довжина двигуна (7 цил.), мм	5790
Маса двигуна без рідин (7 цил.), т	140
Питома витрата циліндрової оливи, г/(кВт·год)	0,6
Витрата системної оливи, кг/(цил.·доба)	≈ 2,8

Середня швидкість поршня становить 8,61 м/с; робочий об'єм циліндра $V_h = \pi D^2 S/4 = 0{,}2224$ м^3. Для двигуна прямої дії ці величини разом із середнім ефективним тиском визначають рівень механічної й теплової напруженості деталей циліндро-поршневої групи.

Двигун пристосований до роботи на залишкових паливах (HFO) з в'язкістю до 700 мм^2/с при 50 °C, а також на дистилятних паливах MDO і MGO, які мають відповідати стандарту ISO 8217:2017 [4, 9]. На дистилятному паливі двигун додатково потребує охолодження палива, щоб утримати в'язкість перед двигуном не нижче 2 мм^2/с.

Поле номінальних режимів і вибір розрахункового режиму

Потужність і частоту обертання головного двигуна можна вибирати в межах поля номінальних режимів, обмеженого точками R1–R4 (рис. 1.1). Лінії R1–R3 і R2–R4 відповідають сталим значенням середнього ефективного тиску 21,0 і 16,8 бар, а лінії R1–R2 і R3–R4 – сталій частоті обертання 146 і 104 хв$^{-1}$ [4]. Для семициліндрового двигуна значення потужності в кутових точках поля наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Кутові точки поля номінальних режимів двигуна 7X40-B

Точка	N_e, кВт	n, хв$^{-1}$	p_e, бар
R1	7945	146	21,0
R2	6370	146	16,8
R3	5670	104	21,0
R4	4550	104	16,8

Точку контрактної максимальної тривалої потужності (CMCR) можна розмістити в будь-якому місці поля; при цьому двигун налаштовують на найбільший тиск згоряння і найвищу економічність саме у вибраній точці [4]. Для гвинта фіксованого кроку потужність, яку поглинає гвинт, наближено змінюється пропорційно кубу частоти обертання. На рис. 1.1 наведено таку характеристику, що проходить через точку R1; видно, що за зниження частоти обертання до 104 хв$^{-1}$ потужність на гвинтовій характеристиці зменшується

майже утричі, тобто часткові режими розташовані поза полем номінальних режимів і забезпечуються регулюванням циклової подачі палива.

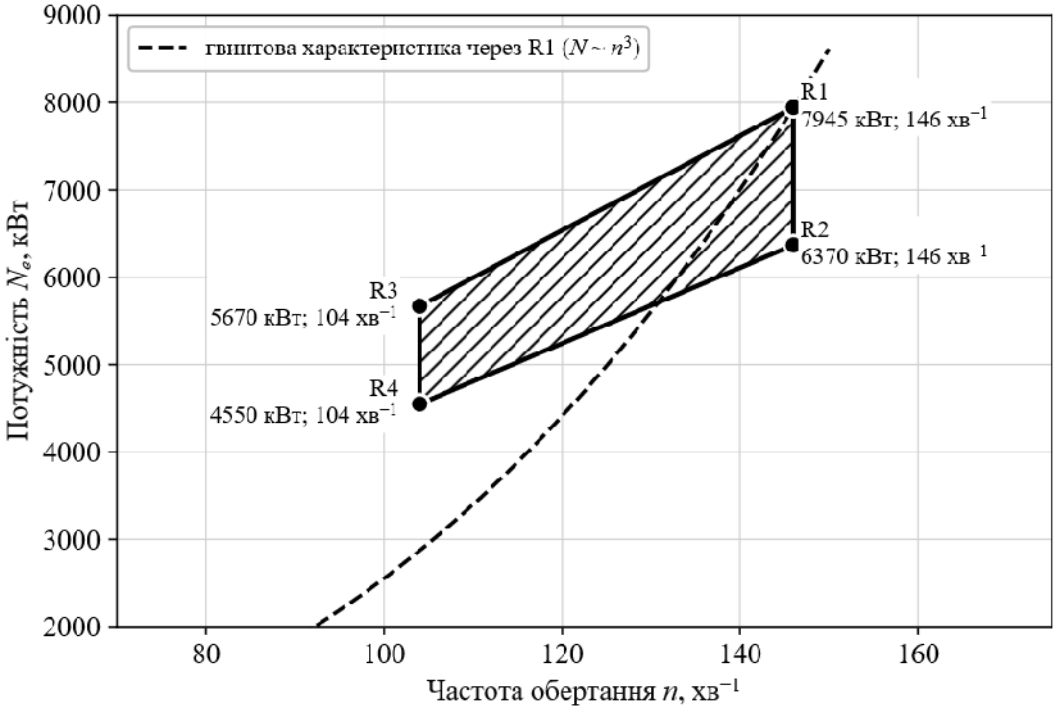


Рисунок 1.1 – Поле номінальних режимів двигуна 7Х40-В і гвинтова характеристика, що проходить через точку R1

У роботі розрахунок виконано для точки R1 (N_e = 7945 кВт, n = 146 хв$^{-1}$), оскільки саме цей режим визначає найбільші навантаження в КШМ і найбільшу продуктивність допоміжного обладнання. Відповідно до посібника виробника параметри двигуна наводять для стандартних (еталонних) умов: температура повітря перед компресором 25 °С, температура охолоджувальної води перед охолоджувачем наддувного повітря 25 °С, барометричний тиск 1000 мбар; продуктивність допоміжного обладнання визначають для розрахункових умов – 45 °С повітря і 36 °С охолоджувальної води [4].

Конструктивні особливості двигуна

Остов двигуна складається з фундаментної рами, станин і блока циліндрів, стягнутих анкерними зв'язями. Крейцкопфна схема відокремлює

підпоршневий простір від картера: штовхальні зусилля від бокового тиску сприймаються повзуном крейцкопфа і напрямними, а циліндрова втулка розвантажена від нормальної сили. Простір під поршнем сполучений з ресивером продувного повітря, тому в розрахунку динаміки (розділ 2) на нижню поверхню поршня прийнято тиск продувного повітря.

Газообмін прямоточно-клапанний: продувне повітря надходить через продувні вікна в нижній частині циліндрової втулки, а відпрацьовані гази виходять через один випускний клапан у кришці циліндра. Випускний клапан має гідравлічний привод від загальної рейки серверної оливи, тому момент його відкриття й закриття задає електронна система керування без механічного розподільного вала [1, 4].

До особливостей конструкції, на які посилається виробник, належать [4]:

– ефективне охолодження днища поршня оливою за струминно-струшувальним принципом (jet-shaker); олива надходить з головної мастильної системи;

– система імпульсного циліндрового мащення PLS (Pulse Lubricating System), яка дозволяє дозувати циліндрову оливу на рівні близько 0,6 г/(кВт·год);

– мащення крейцкопфних підшипників від окремого насоса підвищеного тиску;

– стандартне налаштування з пониженими крутильними коливаннями LowTV;

– система збирання й аналізу даних WiDE (WinGD Integrated Digital Expert);

– для двомашинних установок – система синхронізації фаз двигунів SPS.

Зовнішні сили інерції двигуна з рівномірним чергуванням спалахів урівноважуються в самому двигуні; моменти першого порядку знижують противагами на кінцях колінчастого вала. Для двигунів із сімома і більше

циліндрами момент сил інерції другого порядку, як зазначає виробник, зазвичай не потребує спеціальних заходів, на відміну від п'яти- і шестициліндрових виконань [4]. Це є одним із аргументів на користь семициліндрового виконання, що розглядається в роботі.

Система Flex і електронне керування

Система Flex поєднує паливний насосний модуль (supply unit), загальну паливну рейку, з якої паливо під високим тиском надходить до форсунок усіх циліндрів, рейку серверної оливи для приводу випускних клапанів та електронну систему керування ECS (рис. 1.2). ECS керує упорскуванням палива, приводами випускних клапанів, пуском двигуна та циліндровим мащенням [4].

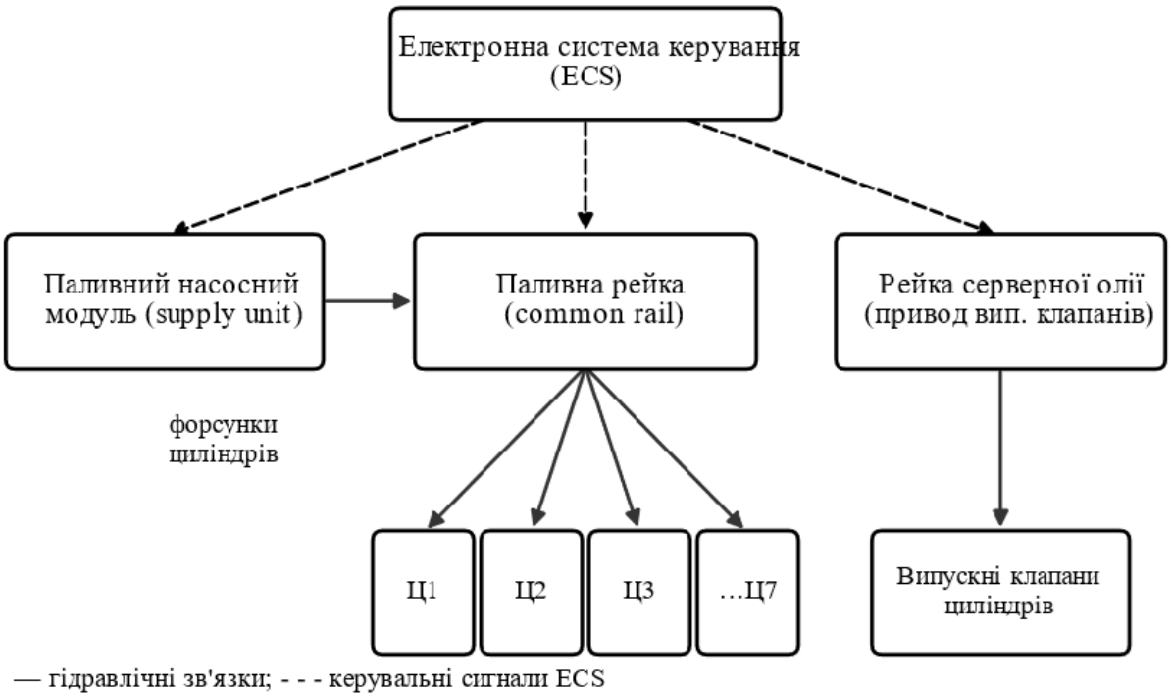


Рисунок 1.2 – Структурна схема системи Flex двигуна X40-B

Оскільки тиск у рейці майже не залежить від частоти обертання, акумуляторна система забезпечує якісне розпилювання палива на низьких навантаженнях, точне регулювання частоти обертання на малому ході і бездимну роботу в усьому діапазоні потужності [4]. Перехід від механічних

паливних насосів до акумуляторних систем з електронним керуванням розглядається як основний напрям модернізації паливної апаратури сучасних дизелів: він дає змогу змінювати тиск і закон подачі, а також застосовувати багатофазне упорскування [10].

Гнучкість паливоподачі та газорозподілу використовують для керування налаштуваннями двигуна. Через змінне випередження упорскування (VIT) і змінне закриття випускного клапана (VEC) виробник оптимізує питому витрату палива та паропродуктивність утилізаційного котла на окремих ділянках навантаження, дотримуючись обмежень щодо викидів NO_x [4].

Налаштування двигуна

Для двигуна X40-B пропонуються два базові налаштування (табл. 1.3); стандартне налаштування і налаштування Delta Tuning для цього двигуна більше не застосовуються [4].

Таблиця 1.3 – Базові налаштування двигуна X40-B

Налаштування	Призначення	Особливості
Delta Bypass Tuning	Підвищена паропродуктивність на навантаженнях 50…100 %	Перепускний клапан газів (waste gate) відкривається при навантаженні понад 50 %
Low-load Tuning	Найменша питома витрата палива в діапазоні 40…70 %	Waste gate відкривається при навантаженні понад 85 %, турбокомпресор узгоджено з частковими режимами

За налаштування Delta Bypass частина відпрацьованих газів через перепускний клапан на випускному ресивері оминає турбіну (рис. 1.3). Витрата газу через турбокомпресор і тиск наддуву знижуються, температура газів за двигуном зростає, і утилізаційний котел може виробити більше пари [4]. Це налаштування вигідне для суден зі значним споживанням пари, наприклад для танкерів з підігрівом вантажу.

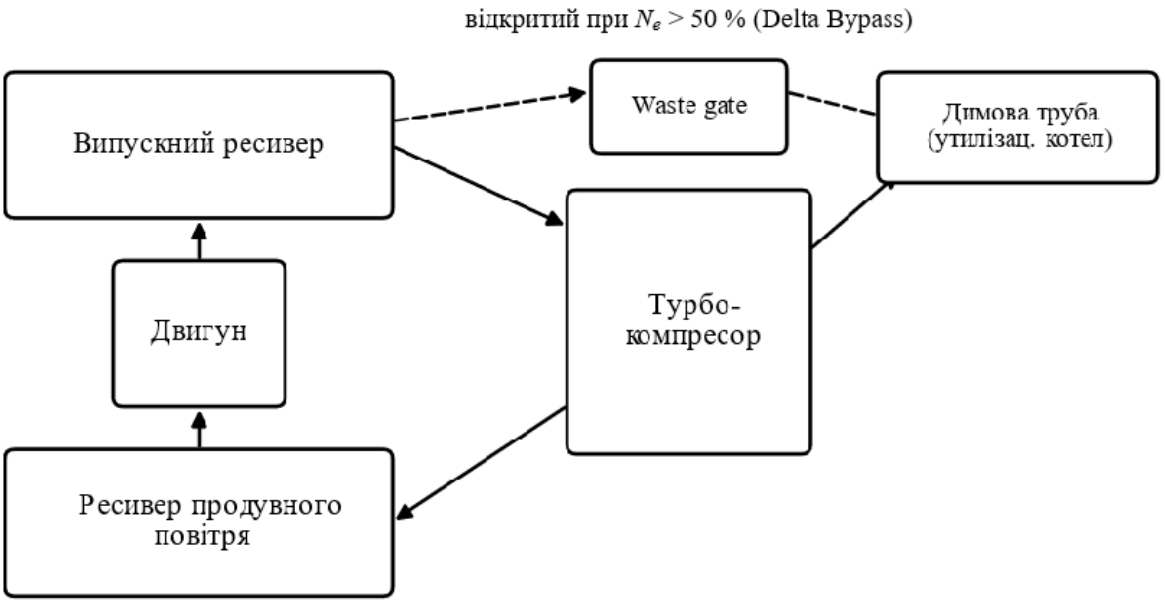


Рисунок 1.3 – Принцип дії перепускного клапана відпрацьованих газів

За налаштування Low-load турбокомпресор узгоджують з частковими навантаженнями: на них тиск наддуву вищий, згоряння повніше, а теплова напруженість менша. Біля номінальної потужності надлишок енергії газів скидається через перепускний клапан, щоб запобігти перевищенню частоти обертання турбокомпресора. Обидва налаштування можна сертифікувати на одному двигуні (подвійне налаштування), але одночасно двигун працює лише за одним з них, а перехід між ними потребує заміни соплового апарата турбіни і зміни параметрів ECS [4].

У розрахунку робочого циклу базове значення питомої витрати палива на режимі R1 прийнято 176,8 г/(кВт·год) – таке значення наводить виробник у прикладі розрахунку сепараторів для режиму R1 з налаштуванням Delta Bypass [4]. Це значення узгоджується з типовою кривою питомої витрати палива двигуна X40-B, наведеною в посібнику, на якій витрата на 100 % навантаження становить близько 177 г/(кВт·год).

Системи, що обслуговують двигун

Система охолодження. Високотемпературний (HT) і низькотемпературний (LT) контури прісної води інтегровані в центральну систему охолодження судна. Контур HT повністю відокремлений від LT, а теплота між ними передається через окремий охолоджувач без змішування теплоносіїв. Температура води на виході з двигуна підтримується на рівні 90 °C, тиск на вході в двигун має становити 2,0…4,0 бар (надл.). Контур LT охолоджує охолоджувач наддувного повітря, охолоджувач оливи та охолоджувач дистилятного палива; рекомендоване значення температури регулювання – 25 °C у допустимому діапазоні 10…36 °C [4].

Мастильна система. Головна мастильна система змащує рамові, упорний і мотилеві підшипники, охолоджує поршні та обслуговує демпфери коливань; крейцкопфні підшипники змащуються від окремого насоса. Температура оливи перед двигуном – 45 °C, перед охолоджувачем – близько 60 °C; передбачено самоочисний фільтр зі зворотним промиванням [4].

Система пускового і керувального повітря. Двигун пускається стисненим повітрям з робочим тиском 25 або 30 бар, яке накопичується у двох балонах; керувальне повітря подається з тиском 7…9 бар [4].

Газовипускна система. Протитиск за турбіною на номінальному режимі обмежено значенням 30 мбар для нової і чистої системи (експлуатаційна межа 50 мбар); за наявності установки очищення газів межі становлять 60 і 80 мбар відповідно [4]. Розрахунковий протитиск 30 мбар використано в балансі турбокомпресора (розділ).

Встановлення на фундамент. Фундамент двигуна є частиною конструкції подвійного дна судна і має сприймати статичні та динамічні сили, вібрації і моменти від двигуна, валопроводу і гребного гвинта. Упор гребного гвинта передається через упорний підшипник двигуна на остов, а від нього – на фундамент через упорні втулки; тому фундамент має бути достатньо

жорстким [4]. Під час проєктування з'єднань двигуна із судновими трубопроводами враховують теплове розширення остова.

Для довжини семициліндрового двигуна 5790 мм за $\Delta T = 35$ К розширення становить 2,3 мм; переміщення такого порядку мають компенсувати сильфонні компенсатори газовипускного трубопроводу.

Електроживлення. Для семициліндрового двигуна виробник наводить таку мінімальну потужність споживачів: допоміжні повітродувки 2 × 26 кВт, валоповоротний пристрій 1,8 кВт, система керування 1,0 кВт, обігрів трубок високого тиску 1,7 кВт [4].

РОЗДІЛ 2
РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТА ДИНАМІЧНИХ ЗУСИЛЬ ДВИГУНА 7ДКРН 40/177

Методика розрахунку та вихідні дані

Робочий цикл розраховано за методикою Гриневецького–Мазінга, яку на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ НУК застосовують у курсовому і дипломному проєктуванні [5, 6]. Методика розглядає розрахунковий цикл зі змішаним підведенням теплоти: політропне стискання, ізохорне та ізобарне згоряння з неповним використанням теплоти, політропне розширення; дійсний цикл враховують коефіцієнтом заокруглення індикаторної діаграми і часткою ходу поршня, втраченою на газообмін [7]. Теплоємності робочого тіла описують лінійними залежностями від температури, а показники політроп визначають ітераційно з рівнянь балансу енергії.

Більш досконалі нуль-вимірні й середньозначні моделі двотактних суднових дизелів [11, 12] потребують даних про фази газорозподілу, закон подачі палива та характеристики турбокомпресора, яких у відкритій документації виробника немає. Тому для навчально-інженерного розрахунку обрано методику Гриневецького–Мазінга, а відсутність частини даних компенсовано калібруванням моделі за двома відомими показниками двигуна: потужністю 7945 кВт і питомою ефективною витратою палива 176,8 г/(кВт·год) [4].

Вихідні дані розрахунку наведено в таблиці 2.1. Тиск наддуву $p_к$ і коефіцієнт надлишку повітря α не задавалися, а визначалися: їх добирали так, щоб розрахункова потужність і питома ефективна витрата палива збігалися з даними виробника. Решту коефіцієнтів прийнято за рекомендаціями методики [6, 7] з урахуванням особливостей прямоточно-клапанного газообміну. Ефективний ступінь стискання $\varepsilon = 14$ і ступінь підвищення тиску $\lambda = 1{,}10$ прийнято так, щоб розрахунковий тиск продувного повітря відповідав рівню

3,5…4,0 бар (надл.), який виробник вказує як максимальний тиск у ресивері продувного повітря [4].

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку робочого циклу

Параметр	Позначення	Значення
Ефективна потужність, кВт	N_e	7945
Частота обертання, $хв^{-1}$	n	146
Кількість циліндрів	i	7
Діаметр циліндра / хід поршня, м	D / S	0,40 / 1,77
Тиск / температура навколишнього середовища, МПа / К	p_0 / T_0	0,10 / 298
Температура води перед ОНП, К	T_w	298
Тиск наддуву (калібрування), МПа	$p_к$	0,447
Коефіцієнт надлишку повітря (калібрування)	α	2,73
Ефективний ступінь стискання	ε	14
Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,10
Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,05
Температура залишкових газів, К	T_r	650
Підігрів заряду від стінок, К	ΔT_a	10
Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,97
Втрата тиску в ОНП, МПа	$\Delta p_{охл}$	0,003
Ефективність ОНП	$\eta_{охл}$	0,85
Коефіцієнти використання теплоти в точках z і b	ξ_z / ξ_b	0,94 / 0,98
Частка ходу, втрачена на газообмін	ψ	0,08
Коефіцієнт заокруглення діаграми	ζ	0,99
Механічний ККД	$\eta_м$	0,93
Склад палива C / H / O, кг/кг	–	0,870 / 0,126 / 0,004
Нижча теплота згоряння, кДж/кг	$Q_н$	42 700
Адіабатний ККД компресора	$\eta_к$	0,82
ККД турбіни / механічний ККД ТК	$\eta_т$ / $\eta_{тм}$	0,82 / 0,95
Відношення $p_т/p_к$	$\psi_т$	0,88
Тиск за турбіною, МПа	$p_{вих}$	0,103
Коефіцієнт продування	φ_a	1,05

Тиск за турбіною прийнято з урахуванням розрахункового протитиску газовипускного тракту 30 мбар [4]. Склад палива і нижча теплота згоряння відповідають розрахунковому дизельному паливу, до якого виробник приводить питому витрату палива.

Результати розрахунку робочого циклу

Процес наповнення

Температура повітря за компресором турбокомпресора:

$$T_к = T_0 \left[1 + \frac{(p_к/p_0)^{0,286}-1}{\eta_к}\right] \qquad (2.1)$$

де T_0, p_0 – температура і тиск навколишнього повітря, К і МПа;

$p_к$ – тиск повітря за компресором, МПа;

$\eta_к$ – адіабатний ККД компресора.

Отримано $T_к$ = 492,2 К (219 °С). Температура повітря в ресивері після охолоджувача наддувного повітря (ОНП):

$$T_s = T_к - \eta_{охл}(T_к - T_w) \qquad (2.2)$$

де $\eta_{охл}$ – ефективність охолоджувача;

T_w – температура охолоджувальної води на вході в охолоджувач, К.

Отримано T_s = 327,1 К. Тиск у ресивері $p_s = p_к - \Delta p_{охл}$ = 0,444 МПа, або 3,44 бар надлишкового тиску, що узгоджується з рівнем тиску продувного повітря, вказаним виробником [4]. Тиск на початку стискання $p_a = \xi_a \cdot p_s$ = 0,430 МПа.

Температура заряду наприкінці наповнення з урахуванням підігріву від стінок і змішування із залишковими газами:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1+\gamma_r} \qquad (2.3)$$

де ΔT_a – підігрів заряду від стінок циліндра, К;

γ_r – коефіцієнт залишкових газів;

T_r – температура залишкових газів, К.

Отримано T_a = 352,0 К. Коефіцієнт наповнення, віднесений до повного ходу поршня:

$$\eta_н = \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot \frac{p_a}{p_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1+\gamma_r} \cdot (1-\psi) \qquad (2.4)$$

де ε – ступінь стискання;

ψ – частка ходу поршня, втрачена на газообмін.

Отримано $\eta_н$ = 0,851.

Процес стискання

Середні мольні ізохорні теплоємності свіжого повітря і продуктів згоряння описують лінійними залежностями [6]:

$$c'_v = 19{,}26 + 0{,}0025\,T, \qquad c''_v = 20{,}47 + 0{,}0036\,T \quad (2.5)$$

де c'_v, c''_v – середні мольні ізохорні теплоємності повітря і продуктів згоряння, кДж/(кмоль·К);

Т – температура, К.

Для суміші повітря і залишкових газів наприкінці стискання $c_{vc} = a_c + b_c T$, де коефіцієнти отримано зважуванням за кількостями компонентів: a_c = 19,281, b_c = 0,00252. Показник політропи стискання визначено ітераційно з рівняння

$$n_1 - 1 = \frac{8{,}314}{a_c + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} \quad (2.6)$$

де 8,314 – універсальна газова стала, кДж/(кмоль·К).

Ітераційний розв'язок дає n_1 = 1,369. Тиск і температура наприкінці стискання:

$$p_c = p_a\,\varepsilon^{n_1}, \qquad T_c = T_a\,\varepsilon^{n_1 - 1} \quad (2.7)$$

Отримано p_c = 15,96 МПа, T_c = 932,7 К. Температура кінця стискання значно перевищує температуру самозаймання палива, тому затримка займання на номінальному режимі буде малою.

Процес згоряння

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива

$$L_0 = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32}\right) \quad (2.8)$$

де C, H, S, O – масові частки вуглецю, водню, сірки і кисню в паливі.

Отримано L_0 = 0,4946 кмоль/кг; дійсна кількість повітря $L = \alpha \cdot L_0$ = 1,348 кмоль/кг. Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни $\beta_0 = 1 + (8H + O)/(32L)$ = 1,0235, дійсний – $\beta = (\beta_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r)$ = 1,0223. Частка палива, що згоріла до точки z, $x_z = \xi_z/\xi_b$ = 0,9592, і коефіцієнт молекулярної зміни в цій точці

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1+\gamma_r} x_z \qquad (2.9)$$

становить β_z = 1,0214. Теплоємність робочого тіла в точці z визначено як теплоємність суміші продуктів згоряння і надлишкового повітря: $c''_{vz} = a_z + b_z T$, a_z = 19,703, b_z = 0,00290. Температуру кінця згоряння знайдено з рівняння згоряння

$$\frac{\xi_z Q_н}{\alpha L_0} + [c'_v + 8{,}314\lambda + \gamma_r (c''_v + 8{,}314\lambda)] T_c = \beta_z (1 + \gamma_r)\, c''_{pz}\, T_z \qquad (2.10)$$

де ξ_z – коефіцієнт використання теплоти в точці z;

$Q_н$ – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;

λ – ступінь підвищення тиску;

$c''_{pz} = c''_{vz} + 8{,}314$ – ізобарна теплоємність робочого тіла в точці z, кДж/(кмоль·К).

Рівняння (2.10) є квадратним відносно T_z; його додатний корінь T_z = 1697,5 К. Максимальний тиск згоряння $p_z = \lambda p_c$ = 17,56 МПа (близько 176 бар), ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \qquad (2.11)$$

дорівнює ρ = 1,690.

Процес розширення

Ступінь подальшого розширення δ = ε/ρ = 8,284. Показник політропи розширення n_2 і температуру наприкінці розширення T_b визначено спільним ітераційним розв'язанням рівнянь

$$n_2 - 1 = \frac{8{,}314\left(\frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b\right)}{\frac{(\xi_b - \xi_z) Q_н}{L(1+\gamma_r)\beta} + \frac{\beta_z}{\beta} c''_{vz} T_z - c_{vb} T_b}, \qquad T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} \qquad (2.12)$$

де ξ_b – коефіцієнт використання теплоти наприкінці розширення;

$c_{vb} = a_b + b_b T_b$ – теплоємність продуктів згоряння в точці b; a_b = 19,721, b_b = 0,00292.

Отримано n_2 = 1,289, T_b = 922,0 К. Тиск наприкінці розширення $p_b = p_z/\delta^{n-2}$ = 1,151 МПа.

Індикаторні та ефективні показники

Теоретичний середній індикаторний тиск, віднесений до повного ходу поршня:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon-1}\left[\lambda(\rho-1) + \frac{\lambda\rho}{n_2-1}\left(1-\frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right] \quad (2.13)$$

Отримано p'_i = 2,474 МПа. Дійсний середній індикаторний тиск з урахуванням заокруглення діаграми і втраченої частки ходу

$$p_i = p'_i\,\zeta\,(1-\psi) \quad (2.14)$$

де ζ – коефіцієнт заокруглення індикаторної діаграми.

дорівнює p_i = 2,253 МПа. Питома індикаторна витрата палива

$$g_i = 433\,\frac{p_s\,\eta_н}{\alpha L_0 T_s\,p_t} \quad (2.15)$$

становить g_i = 0,1644 кг/(кВт·год), індикаторний ККД $\eta_i = 3600/(g_i Q_н)$ = 0,513. Ефективні показники:

$$p_e = p_i\,\eta_м, \qquad \eta_e = \eta_i\,\eta_м, \qquad g_e = \frac{g_i}{\eta_м} \quad (2.16)$$

де $\eta_м$ – механічний ККД двигуна.

Отримано p_e = 2,095 МПа (20,95 бар), η_e = 0,477, g_e = 0,1768 кг/(кВт·год). Ефективна потужність двигуна

$$N_e = 13{,}1\,D^2 S\,p_e\,n\,i \quad (2.17)$$

де D, S – діаметр циліндра і хід поршня, м;

p_e – середній ефективний тиск, МПа;

n – частота обертання, $хв^{-1}$;

13,1 – коефіцієнт, що враховує π/4, перехід від МПа до кПа та від хвилин до секунд.

дорівнює N_e = 7 945 кВт.

Похибка відтворення паспортної потужності та питомої витрати палива менша за 0,01 %, тобто вимога методики щодо похибки не більше 0,5 % виконана [6]. Розрахунковий середній ефективний тиск 20,95 бар відрізняється від паспортного значення 21,0 бар на 0,2 %; розбіжність

пов'язана з наближеним коефіцієнтом 13,1 у формулі (2.17). Зведені результати наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку робочого циклу

Параметр	Позначення	Значення
Температура повітря за компресором, К	$T_к$	492,2
Температура / тиск у ресивері, К / МПа	T_s / p_s	327,1 / 0,444
Температура / тиск на початку стискання, К / МПа	T_a / p_a	352,0 / 0,430
Коефіцієнт наповнення	$\eta_н$	0,851
Показник політропи стискання	n_1	1,369
Тиск / температура кінця стискання, МПа / К	p_c / T_c	15,96 / 932,7
Максимальний тиск згоряння, МПа	p_z	17,56
Максимальна температура циклу, К	T_z	1 697,5
Ступінь попереднього розширення	ρ	1,690
Показник політропи розширення	n_2	1,289
Тиск / температура кінця розширення, МПа / К	p_b / T_b	1,151 / 922,0
Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа	p'_i	2,474
Середній індикаторний тиск, МПа	p_i	2,253
Середній ефективний тиск, МПа	p_e	2,095
Індикаторний / ефективний ККД	η_i / η_e	0,513 / 0,477
Питома індикаторна витрата палива, г/(кВт·год)	g_i	164,4
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год)	g_e	176,8
Індикаторна / ефективна потужність, кВт	N_i / N_e	8 543 / 7 945
Годинна витрата палива, кг/год	B	1 404,7

Ефективний ККД 0,477 безпосередньо відповідає паспортній питомій витраті палива і нижчій теплоті згоряння 42 700 кДж/кг. Відносно високий калібрований коефіцієнт надлишку повітря α = 2,73 відображає особливість прийнятої моделі: у формулі (2.15) весь заряд, що лишився в циліндрі після газообміну, вважається таким, що бере участь у згорянні.

Баланс газотурбінного наддуву

Витрата повітря через двигун

$$G_п = \frac{\pi D^2}{4} S \cdot \frac{p_s}{R T_s} \cdot \eta_н \cdot i \cdot \frac{n}{60} \cdot \varphi_a \quad (2.18)$$

де R = 287 Дж/(кг·К) – газова стала повітря;

φ_a – коефіцієнт продування.

дорівнює $G_п$ = 15,99 кг/с (57,6 т/год), або 7,24 кг/(кВт·год) питомої витрати повітря. Витрата газів через турбіну $G_т = G_п + B/3600$ = 16,38 кг/с. Тиск газів перед турбіною $p_т = \psi_т p_к$ = 0,393 МПа, а їх температура після вільного випуску

$$T_т = T_b \left(\frac{p_т}{p_b}\right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} \quad (2.19)$$

дорівнює $T_т$ = 724,7 К (452 °С). Газова стала продуктів згоряння $R_т$ = 287,5 Дж/(кг·К), показник адіабати $k_т$ = 1,381. Ступінь підвищення тиску в компресорі, яку може забезпечити турбіна, визначають з рівності потужностей турбіни й компресора:

$$\pi_к = \left[1 + \frac{\frac{k_т}{k_т-1} R_т T_т \left(1 - \left(\frac{p_{вих}}{p_т}\right)^{\frac{k_т-1}{k_т}}\right) \eta_т \eta_{тм} G_т (1-x)}{G_п R T_0 \frac{k}{k-1} \frac{1}{\eta_к}}\right]^{\frac{1}{0,286}} \quad (2.20)$$

де $\eta_т$, $\eta_{тм}$ – внутрішній ККД турбіни і механічний ККД турбокомпресора;

$p_{вих}$ – тиск за турбіною, МПа;

x – частка газів, що оминає турбіну через перепускний клапан;

k = 1,4 – показник адіабати повітря.

За прийнятих ККД ($\eta_к \eta_т \eta_{тм}$ = 0,639) і без перепуску газів (x = 0) баланс дає $\pi_к$ = 4,226, тобто $p_к$ = 0,423 МПа, тоді як для отримання розрахункової потужності потрібно $p_к$ = 0,447 МПа ($\pi_к$ = 4,467). Нестача тиску наддуву становить 5,7 % і перевищує допустимі 0,5 %. Отже, за прийнятих ККД турбокомпресор не забезпечує потрібного тиску наддуву. Потужність, яку споживає компресор, дорівнює 3 118 кВт.

Тепловий баланс двигуна

Тепловий баланс показує, як розподіляється теплота, внесена паливом, між корисною роботою і втратами; від нього залежить вибір теплообмінників

систем охолодження і утилізаційного котла [7]. Кількість теплоти, внесеної паливом за одиницю часу, $Q_п = GQ_н/3600 = 16661$ кВт. Теплоту, відведену в ОНП, визначено за витратою повітря і зниженням його температури в охолоджувачі:

$$Q_{онп} = G_п\, c_p\, (T_к - T_s) \quad (2.21)$$

де $c_р = 1{,}005$ кДж/(кг·К) – питома теплоємність повітря.

$Q_{онп} = 2652$ кВт. Теплоту, що виноситься з відпрацьованими газами, визначено як різницю ентальпій газів за турбіною і повітря на вході в компресор:

$$Q_г = G_т\, c_{рг}\, T_{вих} - G_п\, c_p\, T_0 \quad (2.22)$$

де $c_{рг} = 1{,}043$ кДж/(кг·К) – питома теплоємність газів;

$T_{вих}$ – температура газів за турбіною, К.

Температуру газів за турбіною $T_{вих} = 532{,}5$ К (259 °С) знайдено за адіабатним розширенням у турбіні з ККД, що забезпечує баланс турбокомпресора. Отримано $Q_г = 4307$ кВт. Решта теплоти $Q_{ост} = 1757$ кВт відводиться охолоджувальною водою НТ-контуру, оливою (охолодження поршнів, тертя) і випромінюванням у машинне відділення. Структуру теплового балансу наведено на рис. 2.2.

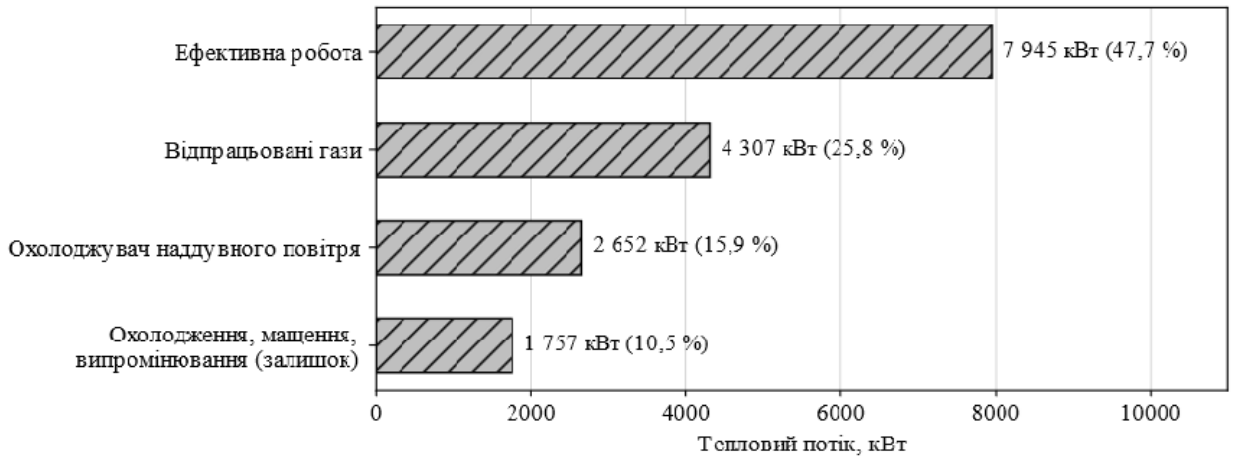


Рисунок 2.2 – Тепловий баланс двигуна 7ДКРН 40/177 на режимі R1

На корисну роботу припадає 47,7 % теплоти палива, з газами відводиться 25,8 %, в ОНП – 15,9 %. Значна частка теплоти газів (температура за турбіною близько 259 °С) може бути використана в утилізаційному котлі.

Розрахунок і побудова індикаторної діаграми

Індикаторну діаграму побудовано за кафедральною методикою в координатах p – V/V_c [6]. Ординати політроп стискання і розширення обчислюють за формулами

$$p_{ст} = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}}, \qquad p_{розш} = p_z \left(\frac{\rho}{V/V_c}\right)^{n_2} \quad (2.23)$$

де V/V_c – поточне відношення об'єму циліндра до об'єму камери стискання; змінюється від 1 до ε для стискання і від ρ до ε для розширення.

Крок за відносним об'ємом прийнято (ε − ρ)/20 = 0,6155; результати наведено в таблиці 2.4, діаграму – на рис. 2.3. Об'єм камери стискання $V_c = V_h/(\varepsilon - 1)$ = 17,11 л.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку ординат індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$, МПа	$p_{розш}$, МПа
1,000	17,560	
1,000	15,963	17,560
1,690	7,782	17,560
2,305	5,087	11,768
2,921	3,679	8,675
3,536	2,831	6,780
4,152	2,273	5,514
4,767	1,881	4,614
5,383	1,593	3,946
5,998	1,373	3,432
6,614	1,202	3,026
7,229	1,064	2,698
7,845	0,951	2,428
8,460	0,858	2,203

V/Vc	pст, МПа	pрозш, МПа
9,076	0,779	2,013
9,691	0,712	1,849
10,307	0,655	1,708
10,922	0,605	1,585
11,538	0,561	1,477
12,153	0,522	1,381
12,769	0,488	1,296
13,384	0,458	1,220
14,000	0,430	1,151

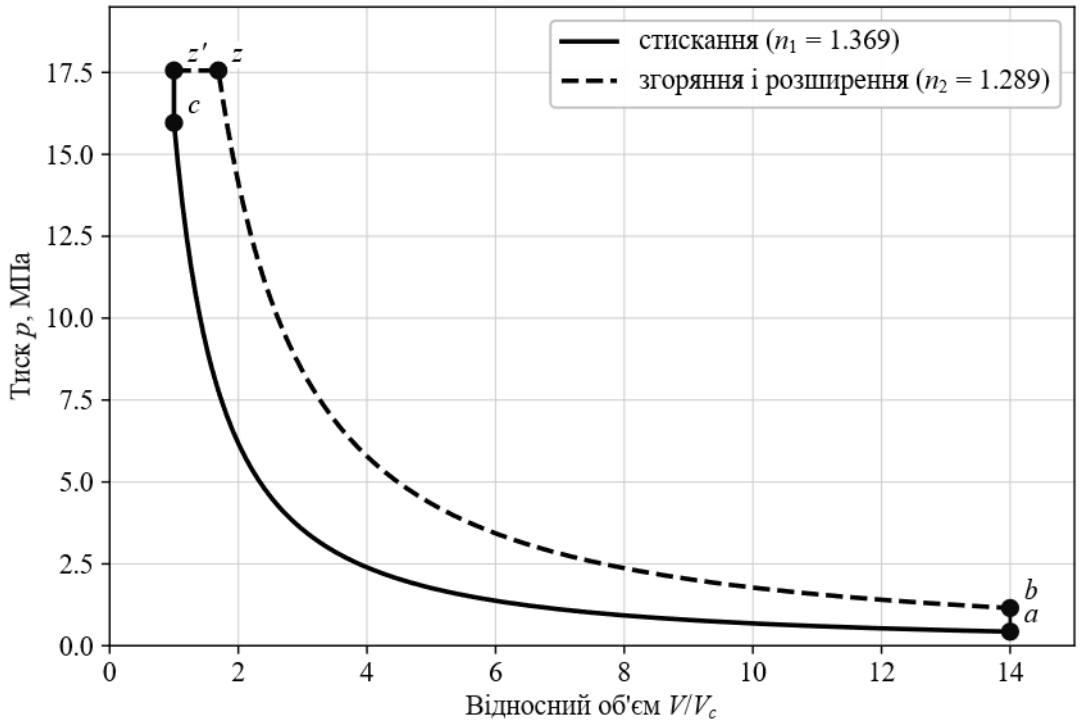


Рисунок 2.3 – Розрахункова індикаторна діаграма двигуна 7ДКРН 40/177 на режимі R1

Площа діаграми, віднесена до робочого об'єму, дорівнює теоретичному середньому індикаторному тиску p'_i = 2,474 МПа. Для динамічного розрахунку тиск у циліндрі перераховано з функції об'єму на функцію кута повороту колінчастого вала φ. Відносний об'єм виражено через переміщення поршня:

$$\frac{V}{V_c} = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2}\left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_ш}{2}\sin^2\varphi\right] \quad (2.24)$$

де φ – кут повороту колінчастого вала, відлічений від верхньої мертвої точки (ВМТ);

$\lambda_ш = r/L$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Розгорнуту діаграму тиску наведено на рис. 2.4.

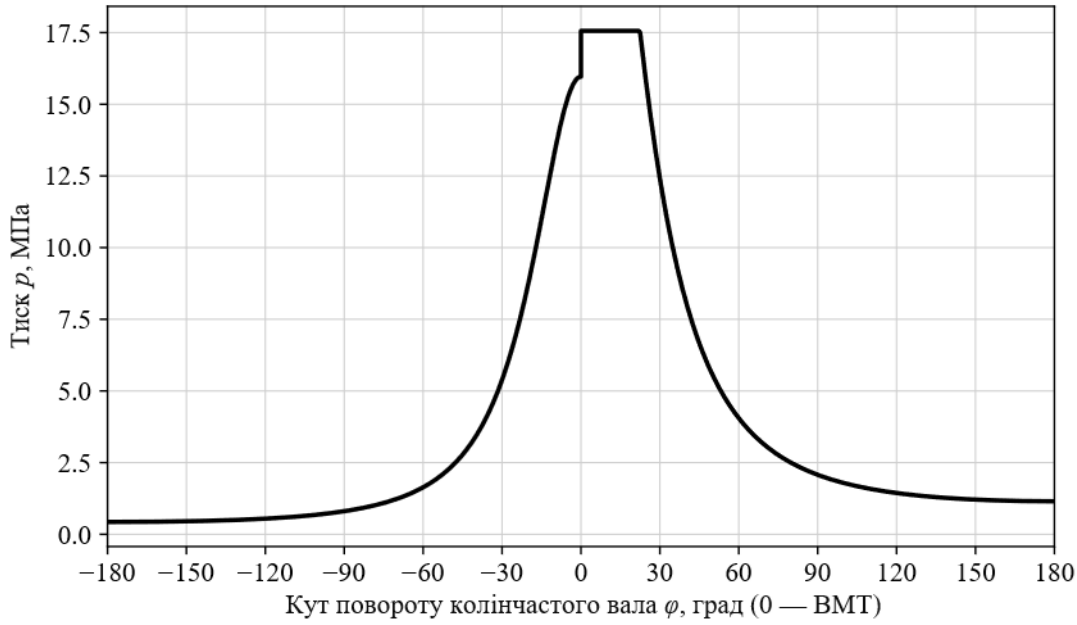


Рисунок 2.4 – Розгорнута індикаторна діаграма тиску в циліндрі

Кінематика кривошипно-шатунного механізму

Переміщення, швидкість і прискорення поршня аксіального КШМ залежно від кута повороту колінчастого вала визначають за наближеними залежностями, в яких знехтувано членами вищих порядків за $\lambda_ш$ [8]:

$$s = r\left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_ш}{2}\sin^2\varphi\right], \qquad c = r\omega\left(\sin\varphi + \frac{\lambda_ш}{2}\sin 2\varphi\right), \qquad j = r\omega^2(\cos\varphi + \lambda_ш\cos 2\varphi)$$

(2.25)

де s, c, j – переміщення (м), швидкість (м/с) і прискорення (м/с^2) поршня;

r – радіус кривошипа, м;

ω – кутова швидкість колінчастого вала, рад/с;

$\lambda_ш$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Найбільша швидкість поршня 14,54 м/с досягається при φ ≈ 71°, що в 1,69 раза більше за середню швидкість 8,61 м/с. Прискорення поршня найбільше у ВМТ (293,8 м/с^2), а в зоні НМТ становить −148,4 м/с^2; несиметричність кривої пояснюється скінченною довжиною шатуна. Графіки кінематичних параметрів наведено на рис. 2.5.

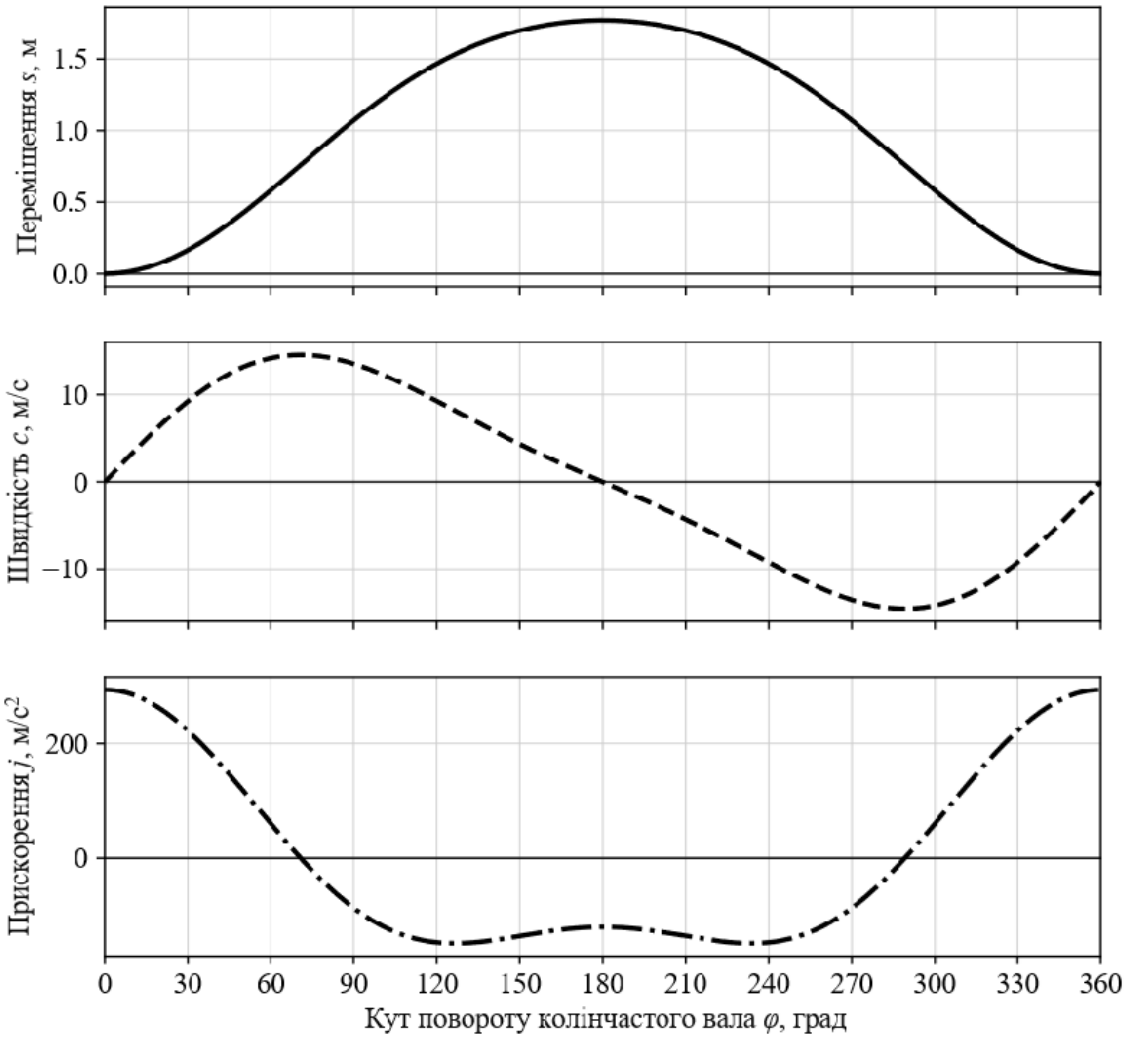


Рисунок 2.5 – Переміщення, швидкість і прискорення поршня двигуна

7ДКРН 40/177

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму

Радіус кривошипа r = S/2 = 0,885 м. Відношення $\lambda_ш$ = r/L у документації виробника не наведено; прийнято $\lambda_ш$ = 0,42, типове для крейцкопфних малообертових двигунів, звідки довжина шатуна L = 2,107 м. Маса деталей,

що рухаються поступально (поршень зі штоком, крейцкопф, частина шатуна), прийнята оціночно m_j = 1100 кг. Кутова швидкість ω = πn/30 = 15,289 рад/с, площа поршня $F_п$ = 0,1257 м^2.

Схему сил, що діють у КШМ, наведено на рис. 2.6. Сила тиску газів на поршень

$$P_г = (p - p_s)\, F_п \qquad (2.26)$$

де p – тиск газів у циліндрі при поточному куті φ, МПа;

p_s – тиск у підпоршневому просторі, який у крейцкопфного двигуна сполучений з ресивером продувного повітря, МПа.

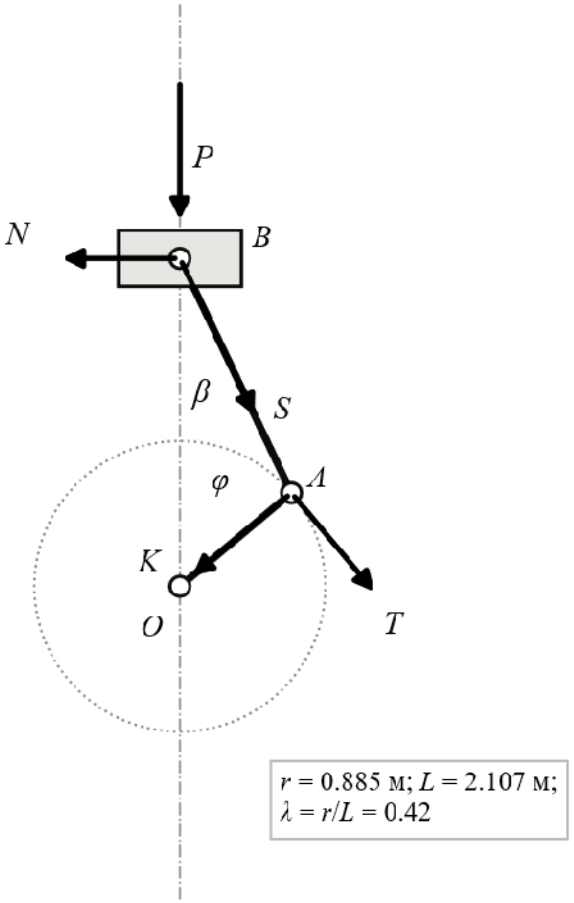


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема сил у кривошипно-шатунному механізмі

Сила інерції мас, що рухаються поступально:

$$P_j = -m_j\, r\, \omega^2 (\cos\varphi + \lambda_ш \cos 2\varphi) \qquad (2.27)$$

Її найбільше за модулем значення у ВМТ становить 323,1 кН. Сумарна сила $P = P_г + P_j$ розкладається на нормальну силу N, що притискає повзун крейцкопфа до напрямних, і силу S уздовж шатуна, яка в шатунній шийці розкладається на радіальну силу K і дотичну силу T:

$$N = P\,\mathrm{tg}\,\beta, \qquad S = \frac{P}{\cos\beta}, \qquad K = P\,\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta}, \qquad T = P\,\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta} \quad (2.28)$$

де $\beta = \arcsin(\lambda_ш \sin\varphi)$ – кут відхилення шатуна від осі циліндра.

Крутний момент одного циліндра $M = T \cdot r$. Результати розрахунку з кроком 30° наведено в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Результати динамічного розрахунку КШМ (крок 30°)

φ, град	p, МПа	$P_г$, кН	P_j, кН	P, кН	β, град	N, кН	K, кН	T, кН	M, кН·м
0	17,560	2 150,9	−323,1	1 827,7	0,0	0,0	1 827,7	0,0	0,0
30	12,412	1 504,0	−244,9	1 259,1	12,1	270,4	955,2	863,8	764,4
60	4,051	453,3	−66,0	387,4	21,3	151,3	62,7	411,1	363,8
90	2,074	204,9	95,6	300,5	24,8	139,1	−139,1	300,5	266,0
120	1,439	125,1	161,6	286,7	21,3	111,9	−240,3	192,3	170,2
150	1,210	96,3	149,3	245,6	12,1	52,7	−239,0	77,1	68,2
180	0,430	−1,7	132,0	130,3	0,0	0,0	−130,3	0,0	0,0
210	0,454	1,3	149,3	150,5	−12,1	−32,3	−146,5	−47,3	−41,8
240	0,546	12,8	161,6	174,4	−21,3	−68,1	−146,1	−117,0	−103,5
270	0,805	45,3	95,6	140,9	−24,8	−65,2	−65,2	−140,9	−124,7
300	1,638	150,1	−66,0	84,1	−21,3	−32,8	13,6	−89,3	−79,0
330	5,383	620,7	−244,9	375,8	−12,1	−80,7	285,1	−257,8	−228,2
360	15,963	1 950,3	−323,1	1 627,1	−0,0	−0,0	1 627,1	−0,0	−0,0

Залежності сил від кута повороту вала показано на рис. 2.7 і 2.8. Найбільша сила тиску газів $P_г$ = 2 150,9 кН діє на ділянці згоряння біля ВМТ, де тиск дорівнює p_z. Сила інерції в цей момент спрямована від ВМТ і зменшує сумарну силу до P_{max} = 1 871,1 кН (φ = 22,0°). Найбільша за модулем сила інерції становить близько 15 % найбільшої сили тиску газів, що характерно для малообертових двигунів з низькою частотою обертання.

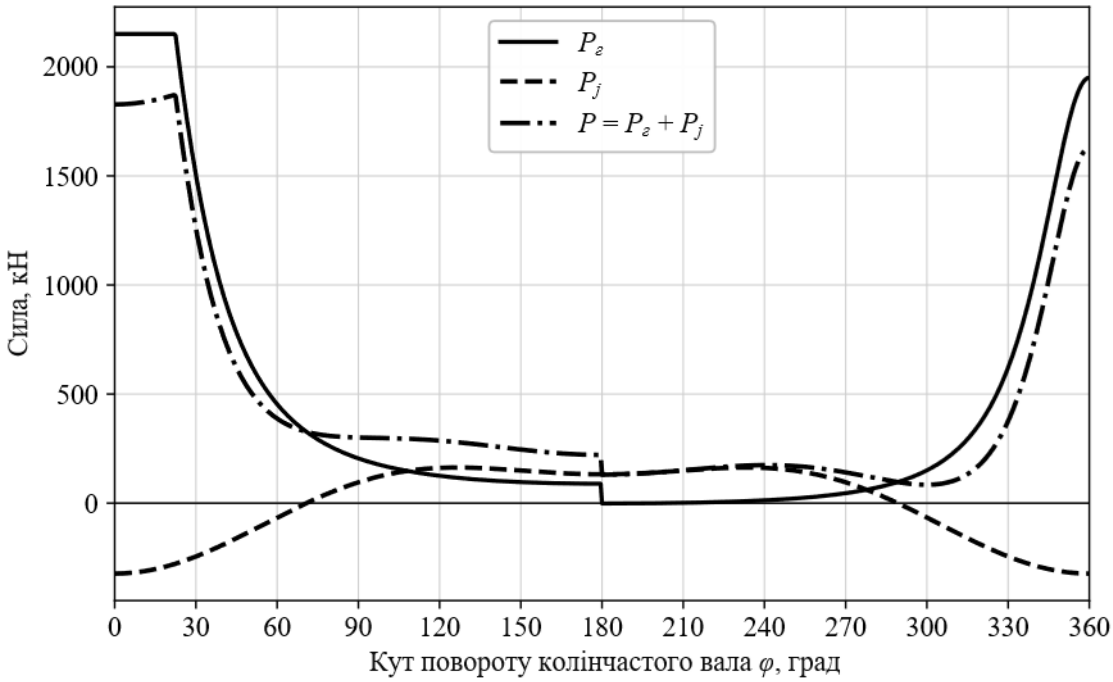


Рисунок 2.7 – Сили тиску газів $P_г$, інерції P_j та сумарна сила P залежно від кута повороту колінчастого вала

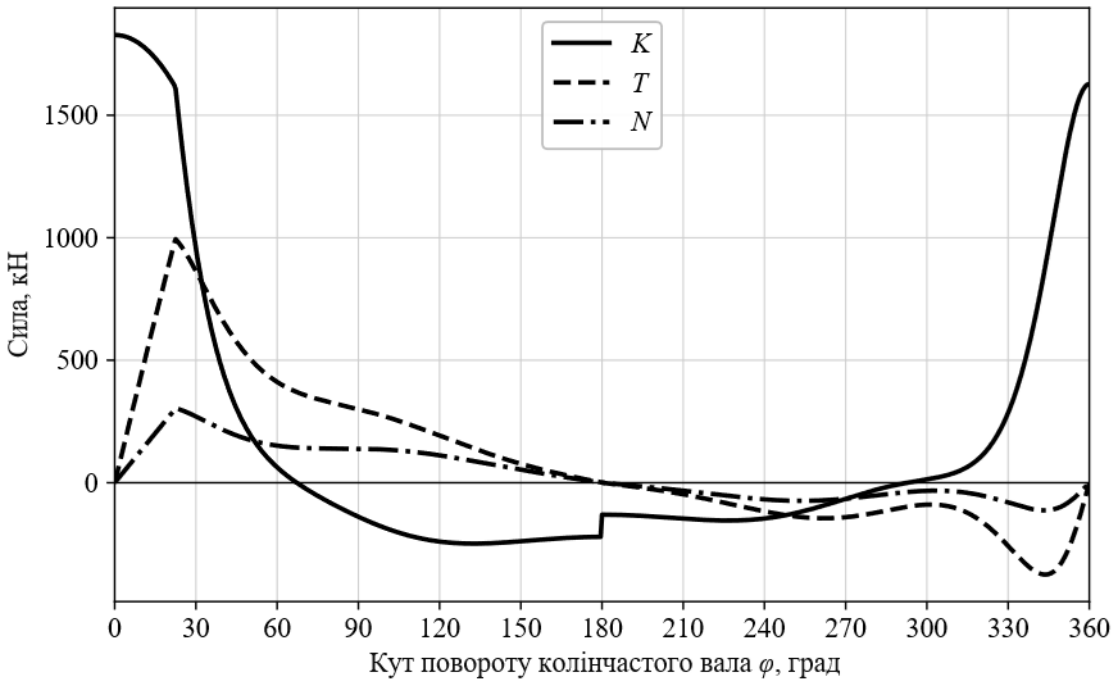


Рисунок 2.8 – Нормальна N, радіальна K і дотична T сили залежно від кута повороту колінчастого вала

Найбільша дотична сила T_{max} = 994,4 кН діє при φ = 22,5° після ВМТ, коли сила тиску газів ще велика, а плече сили вже помітне. Найбільша радіальна сила K_{max} = 1 827,7 кН навантажує шатунну шийку та рамові підшипники у ВМТ. Найбільша нормальна сила на напрямні крейцкопфа становить N_{max} = 303,7 кН, що становить близько 16 % сили P_{max}. Сила вздовж шатуна сягає S_{max} = 1 894,7 кН; це значення є вихідним для перевірки шатуна на стиск і поздовжню стійкість.

Полярну діаграму навантаження шатунної шийки (без відцентрової сили обертових мас шатуна) показано на рис. 2.9. Діаграма свідчить, що протягом усього циклу шийка навантажена переважно стискальною силою, спрямованою до центра вала; зміна знака радіальної сили відбувається лише на ділянці газообміну, де сили малі.

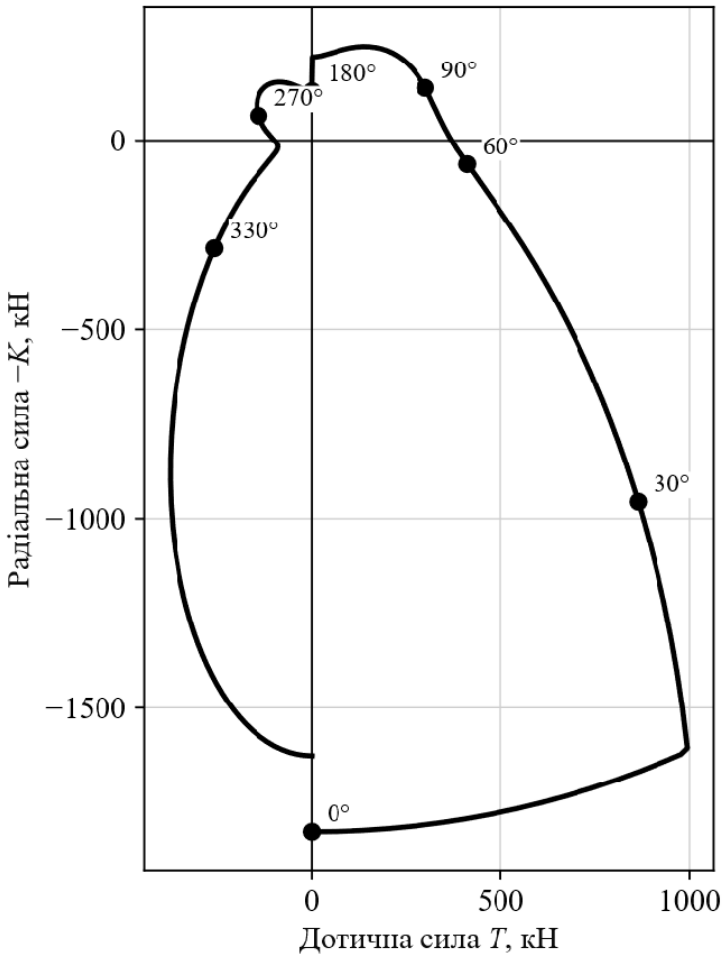


Рисунок 2.9 – Полярна діаграма сил, що діють на шатунну шийку

Сумарний крутний момент двигуна

У семициліндровому двотактному двигуні спалахи чергуються через кут 360°/7 = 51,43°. Сумарний крутний момент визначено додаванням моментів окремих циліндрів, зміщених на цей кут (рис. 2.10); розрахунок виконано з кроком 0,5° для коректного врахування різкої зміни тиску біля ВМТ. Сумарний момент змінюється від M_{min} = 397,3 кН·м до M_{max} = 912,5 кН·м; середнє значення $M_{ср}$ = 615,9 кН·м.

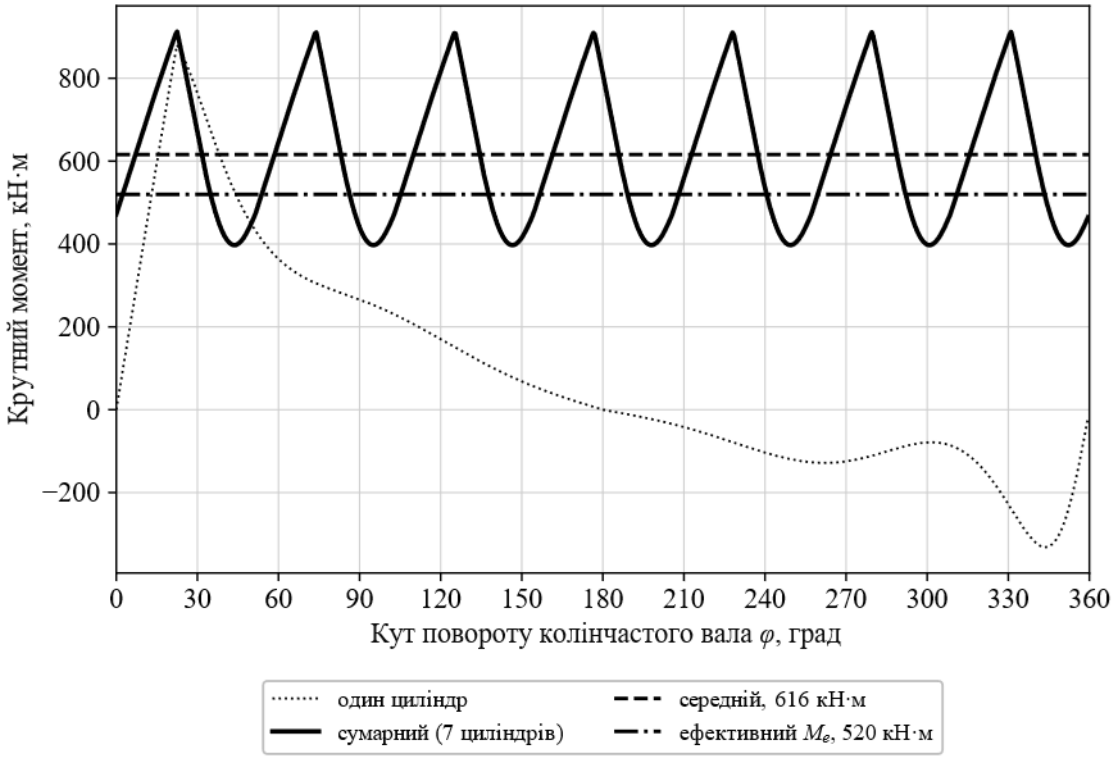


Рисунок 2.10 – Крутний момент одного циліндра і сумарний крутний момент семициліндрового двигуна

Середній крутний момент перевірено за енергетичним балансом. Теоретичному середньому індикаторному тиску p'_i відповідає момент

$$M'_i = \frac{p'_i V_h \, i \, n/60}{\omega} \qquad (2.29)$$

де V_h – робочий об'єм циліндра, м^3;

ω – кутова швидкість вала, рад/с.

M'_i = 613,0 кН·м. Середній момент за діаграмою відрізняється від нього на 0,46 %, що підтверджує правильність перерахунку діаграми і динамічного

розрахунку. Якщо врахувати заокруглення діаграми і втрачену частку ходу (множник $\zeta(1 - \psi)$), отримаємо індикаторний момент 558,3 кН·м, що відповідає індикаторній потужності 8 543 кВт (M_i = 558,8 кН·м). Ефективний момент на фланці $M_e = N_e/\omega$ = 519,7 кН·м.

Коефіцієнт нерівномірності крутного моменту $(M_{max} - M_{min})/M_{cp}$ = 0,837. Сумарний момент має сім однакових коливань за оберт, тобто основна гармоніка збурення має сьомий порядок; ця обставина враховується під час розрахунку крутильних коливань валопроводу, який виробник виконує для кожної установки окремо [4].

РОЗДІЛ 3
РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ

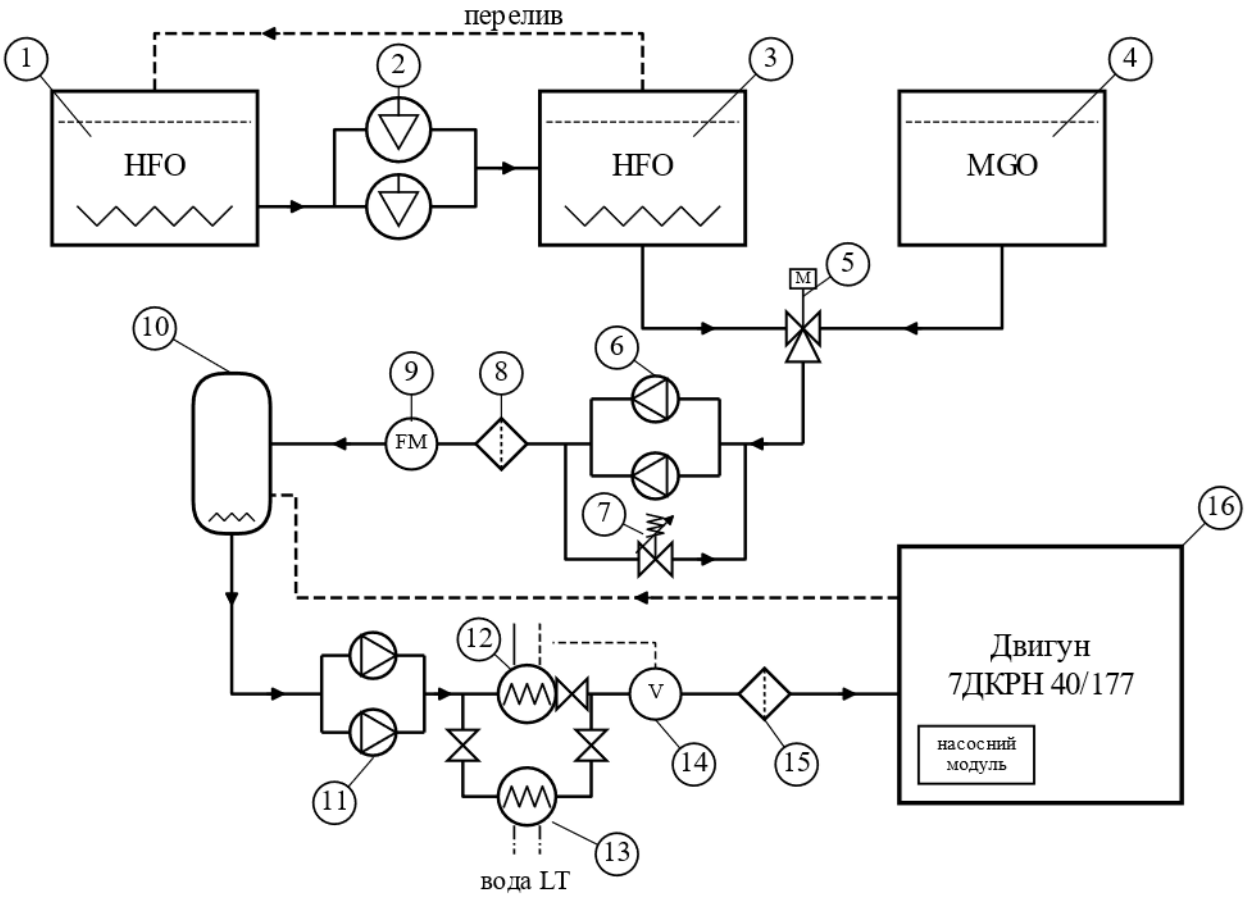
Призначення, склад і принцип дії паливної системи

Паливна система головного двигуна має забезпечити приймання, зберігання, очищення, підігрів і подачу до двигуна палива необхідної кількості та якості на всіх режимах роботи, включно з переходом з важкого палива на дистилятне і навпаки. Від стану паливної системи безпосередньо залежать надійність паливної апаратури високого тиску, зношування циліндро-поршневої групи і показники робочого процесу [10, 13].

Принципову схему паливної системи двигуна X40-B, складену за рекомендаціями виробника для максимальної паливної гнучкості, наведено на рис. 3.1 [4]. Важке паливо (HFO) з відстійної цистерни очищається сепараторами і надходить у витратну цистерну; дистилятне паливо (MDO/MGO) зберігається в окремій витратній цистерні. Автоматичний вузол перемикання палива вибирає потрібний сорт і обмежує швидкість зміни температури під час переходу (не більше 2 К/хв). Підкачувальні насоси низького тиску (feed pumps) подають паливо через самоочисний фільтр до змішувальної цистерни, де воно змішується з гарячим паливом, що повертається від двигуна. Бустерні (циркуляційні) насоси подають паливо через кінцевий підігрівач, віскозиметр і дуплекс-фільтр до паливного насосного модуля двигуна. Регулятор тиску (PRV) повертає надлишок палива на всмоктування підкачувальних насосів.

Розрахунок системи виконано за кафедральною методикою розрахунку систем, що обслуговують двигун, а там, де виробник наводить власні залежності, – за формулами посібника [4]. Вихідні дані: потужність N_e = 7945 кВт, питома витрата палива g_e = 176,8 г/(кВт·год), розрахунковий сорт палива – важке паливо з в'язкістю 700 мм^2/с при 50 °C, найбільшою з допустимих для двигуна [4]. Густина важкого палива у витратній цистерні прийнята ρ = 950

кг/м^3, у гарячому контурі – 900 кг/м^3 (прийнято з урахуванням теплового розширення).



1 – відстійна цистерна HFO
2 – сепаратори палива
3 – витратна цистерна HFO
4 – витратна цистерна MGO
5 – вузол автоматичного перемикання палива
6 – підкачувальні насоси
7 – регулятор тиску (PRV)
8 – самоочисний фільтр 10 мкм
9 – витратомір
10 – змішувальна цистерна
11 – бустерні насоси
12 – кінцевий підігрівач (обігрів парою)
13 – охолоджувач MDO/MGO
14 – віскозиметр
15 – дуплекс-фільтр 25 мкм
16 – двигун

Рисунок 3.1 – Принципова схема паливної системи двигуна 7ДКРН 40/177

В'язкісно-температурний розрахунок палива

Для якісного розпилювання в'язкість важкого палива перед двигуном має становити 10…20 мм^2/с, рекомендовано 13…17 мм^2/с; абсолютний мінімум для будь-якого палива – 2 мм^2/с [4]. Температуру, до якої треба

підігріти паливо, визначено за рівнянням Вальтера, на якому ґрунтуються в'язкісно-температурні діаграми нафтопродуктів [14]:

$$\lg\lg(\nu + 0{,}7) = A - B\lg T \quad (3.1)$$

де ν – кінематична в'язкість, мм^2/с;

Т – абсолютна температура, К;

А, В – сталі, що характеризують конкретне паливо.

Для визначення двох сталих потрібні дві точки. Специфікації палив задають в'язкість лише при 50 °С, тому нахил В оцінено за прикладом із посібника виробника: паливо з в'язкістю 380 мм^2/с при 50 °С треба підігріти до 130…140 °С, щоб отримати 13…17 мм^2/с [4]. Приймаючи, що середина цього діапазону (135 °С) відповідає 15 мм^2/с, отримаємо В = 3,294. Вважаючи, що залишкові палива різної в'язкості мають близький нахил в'язкісно-температурної прямої, обчислено температури підігріву для чотирьох сортів палива (табл. 3.1, рис. 3.2).

Таблиця 3.1 – Температура підігріву палива для досягнення в'язкості перед двигуном

ν_{50}, мм^2/с	t_{20}, °С	t_{17}, °С	t_{15}, °С	t_{13}, °С
180	108	114	119	125
380	123	130	135	141
500	129	135	141	147
700	135	142	147	154

Для розрахункового палива 700 мм^2/с потрібна температура перед двигуном становить 154…142 °С, а для середнього значення в'язкості 15 мм^2/с – T_1 = 147,3 °С. Отримане значення узгоджується з прикладом посібника виробника, де для палива 700 мм^2/с прийнята температура системи 145 °С [4], і не перевищує граничної робочої температури обладнання бустерного контуру 150 °С. Отже, для найважчого палива запас за температурою

невеликий, і кінцевий підігрівач має працювати з регулюванням за віскозиметром.

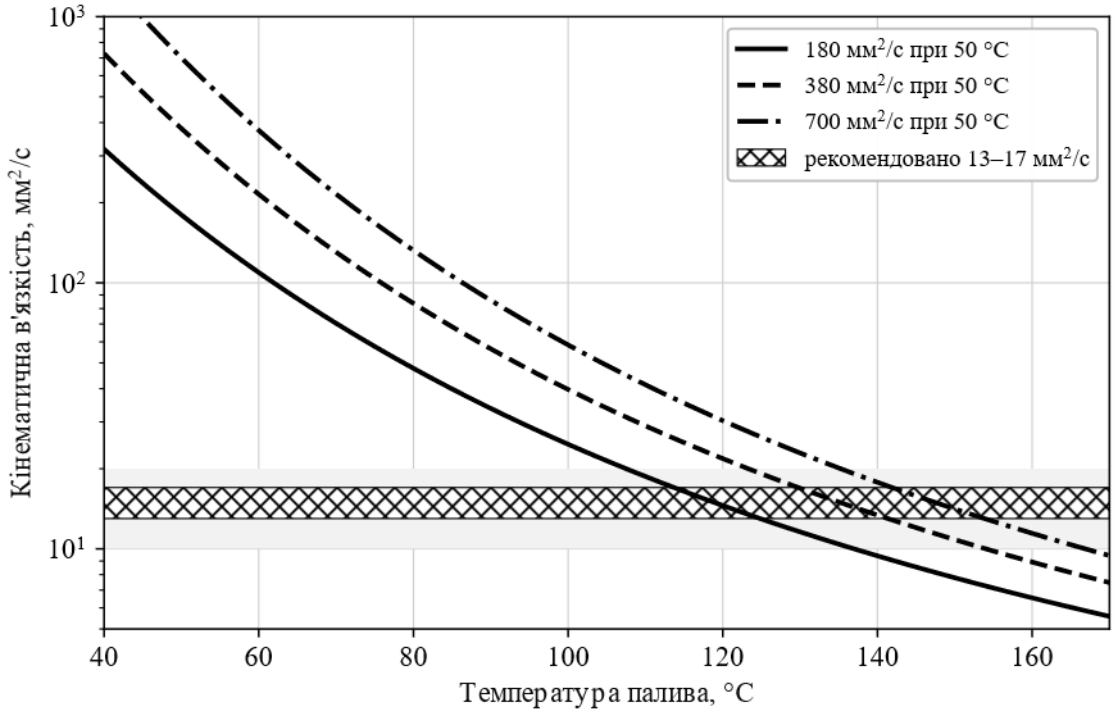


Рисунок 3.2 – В'язкісно-температурні характеристики залишкових палив і рекомендований діапазон в'язкості перед двигуном

Витрата палива та місткість цистерн

Годинна витрата палива на режимі R1:

$$B = g_e N_e \cdot 10^{-3} \quad (3.2)$$

де g_e – питома ефективна витрата палива, г/(кВт·год);

N_e – ефективна потужність, кВт.

B = 1404,7 кг/год (0,3902 кг/с), що відповідає об'ємній витраті 1,479 м³/год. Добова витрата палива $B_{доб}$ = 24B = 33,71 т. Добовий запас з коефіцієнтом $K_м$ = 1,1, що враховує можливе збільшення витрати (погода, обростання корпусу, погіршення якості палива), $G_{доб} = 24 \cdot B \cdot K_м$ = 37,08 т.

Місткість витратної цистерни, розрахованої на добову роботу двигуна:

$$V_{вц} = \frac{G_{доб}}{\rho} K_1 K_2 \quad (3.3)$$

де $G_{доб}$ – добовий запас палива, кг;

ρ – густина палива, кг/м^3;

$K_1 = 1{,}03$ – коефіцієнт захаращення цистерни елементами набору;

$K_2 = 1{,}04$ – коефіцієнт мертвого запасу.

$V_{вц}$ = 41,8 м^3. Відстійну цистерну прийнято такої ж місткості, щоб паливо відстоювалося не менше доби. Під час проєктування відстійної цистерни треба врахувати, що гравітаційне відокремлення води і осаду від сучасних важких палив відбувається дуже повільно через малу різницю густин; тому цистерни краще робити неглибокими і широкими [4].

Сепаратори палива

Виробник рекомендує сепаратори без гравітаційних дисків, які працюють одночасно як пурифікатори і кларифікатори та самоочищаються; резервний сепаратор доцільно використовувати паралельно з робочим для поліпшення якості очищення [4]. Мінімальна ефективна продуктивність сепараторів за методикою виробника

$$Q_{сеп} = 1{,}2\, N_e\, g_e \cdot 10^{-3} \qquad (3.4)$$

де $Q_{сеп}$ – продуктивність, л/год;

N_e – контрактна максимальна тривала потужність (CMCR), кВт;

g_e – питома витрата палива на 100 % CMCR, г/(кВт·год).

$Q_{сеп}$ = 1 686 л/год (1,69 м^3/год). Для порівняння за кафедральною методикою, якщо один сепаратор працює 23,5 год на добу, потрібна продуктивність становить 1,51 м^3/год. Залежність виробника дає запас 20 % понад годинну витрату палива і забезпечує безперервний перелив з витратної цистерни у відстійну, що є ознакою достатньої продуктивності сепараторів [4]. Приймаємо два сепаратори (робочий і резервний) із сертифікованою продуктивністю CFR не менше 1700 л/год кожен для палива 700 мм^2/с при 50 °C.

Перед сепарацією паливо підігрівають від температури зберігання 60 °С до 98 °С (прийнято). Тепловий потік підігрівача $Q = Q_{сеп}\rho c(t_2 - t_1)$ за питомої теплоємності с = 2,0 кДж/(кг·К) становить 35,6 кВт з урахуванням ККД електричного підігрівача 0,95. Якщо підігрівач паровий (пара 8 бар абс., 170,4 °С), площа його поверхні за коефіцієнта теплопередачі 500 Вт/(м^2·К) і коефіцієнта забруднення 0,7 становить 1,06 м^2.

Підкачувальні насоси

Підкачувальні насоси – об'ємні гвинтові з вбудованим запобіжним клапаном. Їх продуктивність виробник задає даними програми GTD з допуском 0…+20 % плюс витрата на промивання самоочисного фільтра [4]. За відсутності даних GTD продуктивність оцінено за кафедральною методикою:

$$Q_{пп} = K_З \frac{B}{\rho} \quad (3.5)$$

де $K_З$ = 2,0 – коефіцієнт запасу подачі (рекомендовано 1,5…2,0).

$Q_{пп}$ = 2,96 м^3/год (49,3 л/хв). Тиск нагнітання має бути таким, щоб у змішувальній цистерні тиск перевищував тиск насичення водяної пари при температурі системи щонайменше на 1 бар і в будь-якому разі був не меншим за 3 бар; інакше вода, що є в паливі, перетворюватиметься на пару [4]:

$$p_н = p_v + 1 + p_1 + p_2 \quad (3.6)$$

де p_v – надлишковий тиск насичення водяної пари при температурі системи, бар;

p_1 = 0,5 бар – найбільші втрати тиску між насосами і змішувальною цистерною;

p_2 = 0,6 бар – зміна тиску на регуляторі тиску між мінімальною і максимальною витратою.

Тиск насичення води при T_1 = 147,3 °С знайдено інтерполяцією табличних даних для насиченої водяної пари [15]; надлишковий тиск p_v = 3,42 бар. Перевіркою інтерполяції для 145 °С отримано 3,15 бар, що збігається зі

значенням 3,2 бар, яке наводить виробник [4]. Отже, тиск нагнітання $p_н$ = 5,52 бар.

Потужність привода насоса

$$N_{пп} = \frac{Q_{пп} p_н K_4}{\eta_н} \quad (3.7)$$

де K_4 = 1,3 – коефіцієнт запасу потужності;

$\eta_н$ = 0,7 – ККД гвинтового насоса.

$N_{пп}$ = 0,84 кВт. Під час вибору електродвигуна треба враховувати, що виробник вимагає розраховувати привод на найбільшу в'язкість палива 100 мм^2/с [4]; тому номінальну потужність електродвигуна доцільно прийняти не меншою за 1,5 кВт. Встановлюються два насоси – робочий і резервний.

Перевірено втрати тиску у всмоктувальному трубопроводі насоса, адже під час роботи на важкому паливі в'язкість у витратній цистерні значно вища, ніж перед двигуном. За температури палива у витратній цистерні 90 °С в'язкість палива 700 мм^2/с (при 50 °С), за рівнянням (3.1), становить 85,9 мм^2/с. У трубопроводі DN 50 швидкість палива 0,42 м/с, число Рейнольдса Re = vd/ν = 244, тобто течія ламінарна, і коефіцієнт тертя $\lambda_т$ = 64/Re = 0,263. Втрати тиску в трубопроводі довжиною 15 м із сумою коефіцієнтів місцевих опорів 8 (прийнято)

$$\Delta p = \left(\lambda_т \frac{l}{d} + \sum\zeta\right) \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.8)$$

де l, d – довжина і внутрішній діаметр трубопроводу, м;

Σζ – сума коефіцієнтів місцевих опорів.

становлять 0,072 бар. Ця величина мала порівняно з геодезичним підпором від витратної цистерни, тому кавітації на всмоктуванні гвинтового насоса не очікується.

Бустерні насоси і кінцевий підігрівач

Бустерні насоси подають паливо від змішувальної цистерни через кінцевий підігрівач до двигуна. Тиск на вході насоса – до 6 бар, робоча

температура – до 150 °С [4]. Продуктивність прийнято з коефіцієнтом циркуляції 3 відносно витрати палива двигуном (оціночно), $Q_{бн}$ = 4,68 м^3/год. Тиск палива на вході в двигун прийнято 10 бар (оціночно, в межах допустимого тиску 12 бар перед фільтрами [4]), тобто насос створює напір Δp = 4,48 бар, потужність привода – 1,08 кВт за формулою (3.7).

Теплову потужність кінцевого підігрівача виробник визначає за формулою [4]

$$Q_{кп} = 0{,}75 \cdot 10^{-6} N_e g_e (T_1 - T_2) \quad (3.9)$$

де $Q_{кп}$ – теплова потужність, кВт;

T_1 – температура палива за віскозиметром, °С;

T_2 – температура палива, що надходить з витратної цистерни, °С.

За T_2 = 90 °С (прийнято) і T_1 = 147,3 °С різниця температур становить 57,3 К, а потужність $Q_{кп}$ = 60,4 кВт. Прямий тепловий баланс $Q = Bc(T_1 - T_2)$ з теплоємністю палива 2,0 кДж/(кг·К) дає 44,7 кВт. Відношення 1,35 показує, що формула виробника відповідає умовній теплоємності 2,70 кДж/(кг·К), тобто містить запас приблизно 35 % на теплові втрати і на підігрів палива, що циркулює в бустерному контурі.

Витрата насиченої пари з тиском 7 бар (надл.) за формулою виробника $1{,}32 \cdot 10^{-6} \cdot N_e g_e (T_1 - T_2)$ становить 106,2 кг/год. Розрахунок через теплоту пароутворення r = 2048 кДж/кг при 8 бар (абс.) [15] дає 106,1 кг/год; збіг двох значень підтверджує, що коефіцієнт виробника відповідає конденсації пари такого тиску.

Площу поверхні нагріву визначено за середньологарифмічним температурним напором. Температура насиченої пари 170,4 °С, паливо нагрівається від 90 до 147,3 °С:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln(\Delta t_б / \Delta t_м)}, \qquad F_{кп} = \frac{Q_{кп} k_з}{k \Delta t_{ср}} \quad (3.10)$$

де $\Delta t_б$, $\Delta t_м$ – більший і менший температурні напори на кінцях підігрівача, К;

k = 400 Вт/(м^2·К) – коефіцієнт теплопередачі (прийнято для трубчастого паро-паливного підігрівача);

$k_з = 1,15$ – запас поверхні на забруднення.

$\Delta t_{ср} = 45,9$ К, $F_{кп} = 3,78$ м^2. Підігрівач регулюється за в'язкістю (основний режим) або за температурою; робочий тиск з боку палива до 12 бар із пульсаціями [4].

Фільтри палива

Виробник рекомендує схему фільтрування «А»: самоочисний фільтр з абсолютною тонкістю фільтрування не більше 10 мкм (у холодному контурі після підкачувальних насосів або в гарячому контурі біля двигуна) і дуплекс-фільтр з тонкістю не більше 25 мкм перед двигуном. Фільтр 10 мкм затримує каталітичні частинки, не видалені сепараторами. Допустимий перепад тиску на чистому фільтрі – 0,2 бар, на забрудненому – 0,6 бар, уставка сигналізації – 0,8 бар [4].

Площу фільтрувальних елементів визначено за кафедральною методикою:

$$F_ф = \frac{Q}{3600\, v_ф\, K_{жп}} \tag{3.11}$$

де Q – витрата палива через фільтр, м^3/год;

$v_ф = 0,04$ м/с – допустима швидкість фільтрування;

$K_{жп} = 0,3$ – коефіцієнт живого перерізу сітки.

Для самоочисного фільтра в контурі підкачувальних насосів $F_ф = 0,068$ м^2, для дуплекс-фільтра в бустерному контурі – 0,108 м^2. Ці значення є мінімальними; фактична площа сітки фільтрів тонкої очистки 10…25 мкм визначається виробником фільтра за допустимим перепадом тиску.

Охолоджувач дистилятного палива

Під час роботи на MDO/MGO паливо може нагрітися від циркуляції через двигун так, що його в'язкість стане нижчою за 2 мм^2/с. Тому передбачено охолоджувач, який охолоджується водою LT-контуру. Його потужність за формулою виробника [4]

$$Q_{охл} = \frac{0{,}34\, g_e N_e (T_1 - T_2 + 25{,}65)}{10^6} \quad (3.12)$$

де T_1 – температура дистилятного палива, що подається до двигуна, °C;

T_2 – потрібна температура палива на вході в двигун, °C.

За T_1 = 45 °C і T_2 = 40 °C (прийнято) $Q_{охл}$ = 14,6 кВт. Ця теплота входить у тепловий баланс LT-контуру центральної системи охолодження.

Трубопроводи

Діаметри трубопроводів визначено з рівняння нерозривності:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{3600\,\pi v}} \quad (3.13)$$

де Q – об'ємна витрата, м^3/год;

v – допустима швидкість палива, м/с.

Для всмоктувального трубопроводу підкачувальних насосів за швидкості 0,6 м/с (прийнято) d = 41,8 мм, для нагнітального за швидкості 1,2 м/с – 29,5 мм, для бустерного контуру – 37,1 мм. Приймаємо умовні проходи DN 50, DN 32 і DN 40 відповідно.

Перехід з важкого палива на дистилятне

Перед входом у район контролю викидів сірки двигун переводять з важкого палива на дистилятне. Виробник рекомендує автоматичний вузол перемикання, який обмежує швидкість зміни температури палива 2 К/хв, підтримує в'язкість у межах 2…20 мм^2/с і керує охолоджувачем дистилятного палива [4]. Обмеження швидкості потрібне, щоб уникнути теплового удару і заїдання прецизійних деталей паливної апаратури.

Мінімальну тривалість переходу оцінено за різницею температур важкого палива перед двигуном (147,3 °C) і дистилятного палива (40 °C, прийнято):

$$t_{пер} = \frac{T_{HFO} - T_{MGO}}{(dT/dt)_{max}} \quad (3.14)$$

де $(dT/dt)_{max}$ = 2 К/хв – допустима швидкість зміни температури.

$t_{пер}$ = 54 хв, тобто перехід треба починати щонайменше за годину до входу в район контролю викидів, з урахуванням часу на заміщення палива в системі. Змішувальна цистерна місткістю близько 100 л, яку рекомендує виробник [4], на режимі R1 замінюється паливом приблизно за 3,8 хв; мала місткість цистерни прискорює перехід, але вимагає плавного регулювання температури вузлом перемикання.

Оцінка параметрів паливоподачі акумуляторної системи

Циклова подача палива на один циліндр (двотактний двигун – один цикл за оберт):

$$g_{ц} = \frac{B}{60\,n\,i} \tag{3.15}$$

де B – годинна витрата палива, кг/год;

n – частота обертання, $хв^{-1}$;

i – кількість циліндрів.

$g_{ц}$ = 22,91 г, або 25,5 $см^3$ при густині палива 900 $кг/м^3$. За кафедральною методикою найбільшу циклову подачу приймають на 25 % більшою: $g_{ц.max}$ = 28,63 г. Насосний модуль має подавати не менше 32,5 л/хв палива високого тиску.

Тривалість упорскування за кутом 18° повороту вала (прийнято) становить $\tau = \varphi_{вп}/(6n)$ = 20,5 мс, середня об'ємна витрата через розпилювачі – 1 239 $см^3/с$. Тиск у паливній рейці виробник у посібнику не наводить; для оцінки прийнято 80 МПа, тиск у циліндрі під час упорскування – 16 МПа. Сумарна площа соплових отворів одного циліндра

$$f_c = \frac{V_ц/\tau}{\mu\sqrt{2\Delta p/\rho}} \tag{3.16}$$

де $V_ц$ – об'ємна циклова подача, $м^3$;

μ = 0,7 – коефіцієнт витрати соплового отвору;

Δp – перепад тиску на розпилювачі, Па.

f_c = 4,69 $мм^2$, швидкість струменя – 264 м/с. За кафедральною емпіричною залежністю для D > 250 мм діаметр соплового отвору d_c = 0,4 +

0,0012(D − 250) = 0,58 мм, тоді загальна кількість отворів на циліндр – близько 17,8. Кількість форсунок на циліндр у посібнику виробника не наведено; якщо їх дві, на одну форсунку припадає близько дев'яти отворів. Отримані значення є оціночними і потрібні для розуміння порядку величин; фактичні параметри розпилювачів визначаються виробником.

Зведені результати розрахунку паливної системи

Основні результати розрахунку наведено в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Основні параметри обладнання паливної системи двигуна 7ДКРН 40/177

Параметр	Значення
Годинна / добова витрата палива на R1	1 404,7 кг/год / 33,71 т
Місткість витратної (відстійної) цистерни HFO, $м^3$	41,8
Температура палива 700 $мм^2/с$ перед двигуном (15 $мм^2/с$), °C	147,3
Продуктивність сепаратора (мін.), л/год	1 686
Підкачувальний насос: подача / тиск / потужність	2,96 $м^3$/год / 5,52 бар / 0,84 кВт
Бустерний насос: подача / напір / потужність	4,68 $м^3$/год / 4,48 бар / 1,08 кВт
Кінцевий підігрівач: потужність / пара / площа	60,4 кВт / 106,2 кг/год / 3,78 $м^2$
Підігрівач сепаратора (електричний), кВт	35,6
Фільтри: тонкість / мін. площа	10 і 25 мкм / 0,068 і 0,108 $м^2$
Охолоджувач MDO/MGO, кВт	14,6
Трубопроводи (DN): всмоктування / нагнітання / бустерний	50 / 32 / 40
Циклова подача / найбільша циклова подача, г	22,91 / 28,63

РОЗДІЛ 4
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Нормативна база та організація охорони праці

Основні засади охорони праці в Україні встановлює Закон України «Про охорону праці», відповідно до якого роботодавець зобов'язаний створити на кожному робочому місці безпечні умови праці, забезпечити навчання і інструктажі працівників, засоби індивідуального захисту та контроль за дотриманням вимог безпеки [16]. Праця на морському транспорті має особливості: екіпаж тривалий час перебуває на судні, працює в умовах качки, обмеженого простору машинного відділення і віддаленості від берегових рятувальних служб, а безпека значною мірою залежить від кваліфікації командного складу і дисципліни екіпажу [17]. Тому, крім національного законодавства, на суднах діють міжнародні вимоги, зокрема Кодекс з рівнів шуму на суднах, обов'язковий відповідно до Конвенції SOLAS [18].

Для двигуна 7ДКРН 40/177 вимоги безпеки визначаються також експлуатаційною документацією виробника і правилами класифікаційного товариства. До обслуговування двигуна допускаються особи, які пройшли підготовку за типом двигуна, інструктажі з охорони праці та пожежної безпеки і перевірку знань. Технічне обслуговування і ремонт виконують за планово-попереджувальною системою та інструкціями виробника; результати оглядів і вимірювань фіксують у машинному журналі [13].

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих чинників

Аналіз конструкції двигуна та результатів розрахунків розділів 2 і 3 дозволяє виділити основні небезпечні і шкідливі чинники, що діють на обслуговувальний персонал (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Небезпечні та шкідливі чинники під час експлуатації двигуна 7ДКРН 40/177

Чинник	**Джерело / рівень**	**Можливі наслідки**
Рухомі частини КШМ і валопроводу	Сила вздовж шатуна до 1 894,7 кН, маса поступально рухомих деталей близько 1 100 кг	Тяжкі травми під час робіт у картері при випадковому провертанні вала
Паливо під високим тиском	Паливна рейка Common Rail, тиск у бустерному контурі до 10…12 бар	Ураження струменем палива, пожежа
Гаряче паливо і поверхні	Паливо до 150 °C, гази перед турбіною близько 452 °C	Опіки, займання палива на гарячих поверхнях
Стиснене повітря	Пускове повітря 25…30 бар, керувальне 7…9 бар	Травми під час розгерметизації
Шум	До 110 дБ(А) і більше біля турбокомпресора	Професійна приглухуватість
Вібрація	Сумарний момент з коливаннями сьомого порядку	Втома, порушення роботи вимірювальних приладів
Пожежа в ресивері продувного повітря	Відкладення оливи і нагару в підпоршневому просторі	Пошкодження двигуна, загоряння в МВ
Токсичні гази	NO_x, SO_x, CO у відпрацьованих газах	Отруєння під час витоків газів
Підвищена температура повітря МВ	До 45 °C у розрахункових умовах	Тепловий удар, зниження працездатності

Більшість чинників має технічне походження і може бути зменшена конструктивними засобами (огородження, ізоляція, блокування). Чинники, пов'язані з порушенням порядку виконання робіт, усуваються організаційними заходами: допуском до робіт, нарядами-допусками, інструктажами і контролем.

Засоби індивідуального захисту, які має використовувати персонал машинного відділення під час обслуговування двигуна, наведено в таблиці 4.2. Роботодавець зобов'язаний безоплатно забезпечувати працівників засобами індивідуального захисту відповідно до умов праці [16].

Таблиця 4.2 – Засоби індивідуального захисту під час обслуговування двигуна

Вид робіт	Засоби індивідуального захисту
Вахта в машинному відділенні	Спецодяг з бавовняної тканини, захисне взуття, каска, навушники або вкладиші
Роботи з паливною системою	Термостійкі рукавиці, захисні окуляри або щиток, спецодяг, стійкий до нафтопродуктів
Роботи в картері та підпоршневому просторі	Каска, рукавиці, переносний світильник безпечної напруги, страхувальник у разі роботи на висоті
Вантажопідіймальні роботи	Каска, рукавиці, захисне взуття з металевим підноском
Обслуговування турбокомпресора і випускного тракту	Термостійкі рукавиці, щиток, протишумові навушники
Сепараторне відділення	Захисні окуляри, рукавиці, стійкі до нафтопродуктів, навушники

Безпека під час обслуговування паливної системи

Паливна система двигуна містить гаряче паливо: за розрахунком розділу 3 важке паливо в'язкістю 700 мм2/с підігрівається до 147,3 °С, а робоча температура обладнання бустерного контуру сягає 150 °С [4]. Температура палива перевищує температуру його спалаху, тому навіть невеликий витік на гарячу поверхню випускного тракту може спричинити пожежу. Для запобігання цьому виконують такі заходи:

– трубопроводи високого тиску від паливної рейки до форсунок мають бути закриті захисними кожухами; витоки палива відводяться в систему збирання витоків, яку виробник передбачає для кожного двигуна [4];

– ізоляція гарячих поверхонь випускного колектора і турбокомпресора має бути непошкодженою і не просоченою паливом чи оливою;

– роботи на паливних трубопроводах дозволяються лише після зупинки насосів, перекриття арматури і скидання тиску; паливо перед розбиранням охолоджують;

– забороняється підтягувати з'єднання трубопроводів, що перебувають під тиском;

– самоочисний і дуплекс-фільтри обслуговують з дотриманням послідовності перемикання, контролюючи перепад тиску (сигналізація при 0,8 бар [4]);

– під час переходу з важкого палива на дистилятне швидкість зміни температури обмежують 2 К/хв, щоб уникнути заїдання прецизійних пар [4].

Для захисту від пароутворення води в паливі тиск у змішувальній цистерні підтримують не нижче за 5,52 бар (розділ 3). Пароутворення могло б спричинити кавітацію і зрив подачі бустерних насосів, а отже раптову зупинку двигуна, що небезпечно під час маневрування судна.

Пожежна безпека

Найбільш характерною для крейцкопфних двигунів є пожежа в підпоршневому просторі і ресивері продувного повітря, де накопичуються відпрацьована циліндрова олива і нагар. Двигун обладнано системою трубопроводів, що подає вогнегасну речовину в ці зони [4]. Остаточна схема системи пожежогасіння погоджується з класифікаційним товариством.

Кількість вогнегасної речовини визначено за рекомендаціями виробника: об'єм підпоршневого простору і ресивера становить 1,6 м^3 на циліндр, витрата діоксиду вуглецю – 6 кг на циліндр [4]. Для семициліндрового двигуна потрібна маса CO2

$$m_{CO_2} = 6 \cdot i = 6 \cdot 7 = 42 \text{ кг}, \quad (4.1)$$

де 6 – питома маса CO2 на один циліндр, кг;

і – кількість циліндрів.

що забезпечується одним балоном місткістю 45 кг. Це збігається з таблицею виробника, де для 5…7 циліндрів передбачено один балон, а для восьми – два. Як альтернативу допускається гасіння парою, але після нього треба відкрити простори, видалити оливу і нагар, просушити поверхні і нанести захисне мастило, щоб запобігти корозії [4].

Для запобігання пожежам у машинному відділенні також: регулярно очищують підпоршневий простір через оглядові лючки; контролюють температуру повітря в ресивері (її різке зростання вказує на пожежу); утримують у справному стані датчики масляного туману в картері; не допускають накопичення залишків палива і оливи на настилах і в льялах.

Захист від шуму і вібрації

Кодекс з рівнів шуму на суднах встановлює граничний рівень звуку в машинних приміщеннях 110 дБ(А) і вимагає використання засобів захисту органів слуху в приміщеннях, де рівень звуку перевищує 85 дБ(А) [18]. Виробник зазначає, що поблизу турбокомпресора (з боку всмоктування повітря) рівень шуму зазвичай на 3…5 дБ(А) вищий за середній рівень шуму двигуна, а межа 110 дБ(А) в окремій точці може бути перевищена, якщо використовуються стандартні глушники турбокомпресора [4].

Отже, для двигуна 7Х40-В передбачаються такі заходи:

– встановлення на турбокомпресор глушника з підвищеним заглушенням з боку всмоктування повітря;

– обов'язкове використання навушників або вкладишів у машинному відділенні під час роботи двигуна; попереджувальні знаки на вході до приміщення;

– обмеження часу перебування біля двигуна; дистанційний контроль з ізольованого поста керування;

– звукоізоляція центрального поста керування і майстерень.

Вібрації двигуна визначаються зовнішніми моментами сил інерції і нерівномірністю крутного моменту. Для семициліндрового двигуна моменти другого порядку, за даними виробника, зазвичай не потребують компенсаторів [4], а сумарний крутний момент, за розрахунком розділу 2, має основну гармоніку сьомого порядку. Для зниження вібрації застосовують бокові стяжки

двигуна, жорсткий фундамент і перевірку валопроводу на крутильні коливання.

Вентиляція машинного відділення

Вентиляція машинного відділення має забезпечувати повітря для згоряння в двигунах і котлах та відведення теплоти від обладнання; її розраховують за стандартом ISO 8861 з урахуванням даних виробника двигуна. Близько 50 % загальної кількості вентиляційного повітря машинного відділення витрачається на згоряння в головному двигуні [4].

За розрахунком розділу 2 витрата повітря двигуном на режимі R1 становить $G_п$ = 15,99 кг/с. За розрахункової температури повітря в машинному відділенні 45 °С і тиску 1000 мбар густина повітря ρ = p/(RT) = 1,095 кг/м^3, тоді об'ємна витрата повітря на двигун

$$V_п = \frac{3600\, G_п}{\rho} \qquad (4.2)$$

де Gп – масова витрата повітря двигуном, кг/с;

ρ – густина повітря за розрахункових умов, кг/м^3.

становить Vп = 52559 м^3/год. Виходячи з частки 50 %, орієнтовна загальна продуктивність вентиляції машинного відділення має бути близько 105117 м^3/год. Повітря від вентиляторів доцільно подавати безпосередньо до всмоктувальних патрубків турбокомпресора, що знижує температуру повітря на вході і питому витрату палива, а також покращує умови праці в машинному відділенні [4].

Безпека ремонтних і вантажопідіймальних робіт

Для обслуговування двигуна передбачається мостовий кран вантажопідйомністю не менше 1400 кг; у разі застосування двогакового крана – 2 × 750 кг. Висота для вертикального виймання поршня стандартним краном становить 7742 мм [4]. Кран має відповідати вимогам класифікаційного

товариства; рекомендовано двошвидкісний підйом з малою швидкістю 0,2…0,8 м/хв для точного позиціювання деталей [4].

Перед виконанням робіт у картері, у підпоршневому просторі чи на випускних клапанах необхідно:

– зупинити двигун, перекрити подачу пускового повітря, скинути тиск і відкрити продувальні клапани;

– ввімкнути валоповоротний пристрій і заблокувати пуск двигуна; на постах керування вивісити попереджувальні плакати;

– провітрити картер і перевірити відсутність масляного туману перед входом;

– використовувати стропи і пристосування, що відповідають масі деталей; не перебувати під піднятим вантажем;

– забезпечити освітлення, огородження відкритих отворів і безпечні проходи.

Платформи двигуна мають забезпечувати безпечні шляхи евакуації: між платформою судна і нижньою платформою двигуна має бути достатня висота проходу, на платформах не допускаються тупики, а якщо їх неможливо уникнути, вихід на шлях евакуації має бути не далі ніж за 2000 мм [4].

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі виконано комплексний розрахунок головного суднового двигуна 7ДКРН 40/177 (WinGD 7X40-B) на номінальному режимі потужністю 7945 кВт за частоти обертання 146 хв$^{-1}$. Проаналізовано конструктивні особливості двигуна, визначено показники робочого циклу, навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму та параметри обладнання паливної системи.

Програмно реалізовано методику теплового розрахунку Гриневецького-Мазінга. Розрахункову модель узгоджено із заданими потужністю та питомою витратою палива 176,8 г/(кВт·год). Визначено основні параметри робочого процесу, зокрема максимальний тиск згоряння 17,56 МПа та ефективний ККД 0,477. Перевірка балансу газотурбінного наддуву виявила недостатність прийнятих значень ККД для забезпечення потрібного тиску наддуву, що обґрунтовує необхідність уточнення характеристик турбокомпресора з урахуванням перепуску газів.

Побудовано індикаторну діаграму та визначено сили й крутні моменти, які діють у механізмі двигуна. Отримані результати формують вихідну базу для подальших перевірочних розрахунків міцності його деталей. Розраховано витрату палива, необхідну місткість витратної цистерни, продуктивність сепараторів, параметри насосів і підігрівача, що дає змогу обґрунтувати вибір допоміжного обладнання паливної системи.

Розроблено заходи з охорони праці та безпечної експлуатації двигуна, які охоплюють захист від гарячого палива під тиском, протипожежний захист, зниження впливу шуму, вентиляцію машинного відділення та безпечне виконання ремонтних робіт.

Практичне значення роботи полягає в можливості використання її результатів для попереднього вибору обладнання суднової енергетичної установки, перевірочних розрахунків двигуна та в навчальному процесі

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Latarche M. Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines. 10th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2021. 957 p.

2. Nitrogen Oxides (NOx) – Regulation 13. International Maritime Organization : офіц. веб-сайт. URL: https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-–-Regulation-13.aspx (дата звернення: 03.11.2026).

3. Resolution MEPC.308(73). 2018 Guidelines on the method of calculation of the attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for new ships : adopted on 26 October 2018. London : IMO, 2018. URL: https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/OurWork/Environment/Documents/Air%20pollution/MEPC.308(73).pdf (дата звернення: 03.11.2026).

4. Marine Installation Manual X40-B : Issue 2023-03 / Winterthur Gas & Diesel Ltd. Winterthur : WinGD, 2023. 215 p.

5. Проскурін А. Ю., Гогоренко О. А., Митрофанов О. С. Методичні рекомендації з підготовки, оформлення та захисту випускної кваліфікаційної роботи освітнього ступеня «Бакалавр» зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» освітньої програми «Двигуни внутрішнього згоряння». Миколаїв : НУК, 2025. 45 с.

6. Гогоренко О. А., Авдюнін Р. Ю., Хоменко В. С. Теорія робочих процесів двигунів внутрішнього згоряння : метод. вказівки до самост. роботи здобувачів вищої освіти. Миколаїв : НУК, 2023. 68 с.

7. Слинько Г. І., Сухонос Р. Ф., Слинько В. В. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ : навч. посіб. з курсового проєкту. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. 130 с.

8. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 2nd ed. New York : McGraw-Hill Education, 2018. 1028 p.

9. ISO 8217:2017. Petroleum products – Fuels (class F) – Specifications of marine fuels. Geneva : ISO, 2017. 23 p.

10. Проскурін А. Ю., Деревйов О. А., Кривошея В. Ю., Паламарчук В. В. Аналіз напрямків модернізації паливної апаратури сучасних ДВЗ. Суднова енергетика: стан та проблеми : матеріали Міжнар. наук.-техн. конф. (Миколаїв, 7–8 листоп. 2019 р.). Миколаїв : Видавець Торубара В. В., 2019. С. 195–196.

11. Feng Y., Wang H., Gao R., Zhu Y. A Zero-Dimensional Mixing Controlled Combustion Model for Real Time Performance Simulation of Marine Two-Stroke Diesel Engines. Energies. 2019. Vol. 12, No. 10. Art. 2000. DOI: https://doi.org/10.3390/en12102000.

12. Theotokatos G., Guan C., Chen H., Lazakis I. Development of an extended mean value engine model for predicting the marine two-stroke engine operation at varying settings. Energy. 2018. Vol. 143. P. 533–545. DOI: https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.10.138.

13. Тимошевський Б. Г., Митрофанов О. С., Проскурін А. Ю. Основи технічної експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : Видавець Торубара В. В., 2024. 302 с.

14. ASTM D341-20e1. Standard Practice for Viscosity-Temperature Equations and Charts for Liquid Petroleum or Hydrocarbon Products. West Conshohocken : ASTM International, 2020. 6 p.

15. Çengel Y. A., Boles M. A., Kanoğlu M. Thermodynamics: An Engineering Approach. 9th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2019. 984 p.

16. Про охорону праці : Закон України від 14.10.1992 № 2694-XII : у чинній редакції. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12#Text (дата звернення: 03.11.2026).

17. Кузьменко О. Ю., Кузьменко В. С. Основи охорони праці на морському транспорті. Системи управління, навігації та зв'язку. 2024. № 2. С. 169–172. DOI: https://doi.org/10.26906/SUNZ.2024.2.169.

18. Resolution MSC.337(91). Adoption of the Code on Noise Levels on Board Ships : adopted on 30 November 2012 : у чинній редакції. London : IMO, 2012. URL: https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Documents/MSC%20-%20Maritime%20Safety/337(91).pdf (дата звернення: 03.11.2026).