



ПРОБЛЕМИ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний морський університет
Харківський національний економічний університет імені Семена Кузнеця
Всеукраїнська громадська організація
Асоціація технологів-машинобудівників України
Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України
Національний університет «Одеська політехніка»
ПАТ «Одеський кабельний завод «Одескабель»
ТОВ Фірма «ДІАЛАБ» ЛТД

ПРОБЛЕМИ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

*матеріали Міжнародної науково-технічної конференції
присвяченої 100-річчю
Олійника Микола Васильовича, проф. д.т.н.*

14 травня 2025 року

Одеса – 2025

Проблеми втомної міцності деталей машин: Матеріали міжнародної науково-технічної конференції (м. Одеса, 14 травня 2025 р.) / Одеський національний морський університет [та ін.] – Одеса: Одеський національний морський університет, 2025. – 76 с.

ТЕМАТИКА КОНФЕРЕНЦІЇ

Машинознавство і деталі машин

Галузеве машинобудування

Суднобудування і судноремонт

Судноводіння і енергетика суден

Динаміка і міцність машин

Сучасні ресурсозберігаючі технології

Інструменти та процеси у матеріалообробі

Автоматизація технологічних виробничих процесів

Метрологічне забезпечення нових та нетрадиційних технологій

Методологічні питання вищої освіти у галузі нових технологій

Архітектура та будівництво

Матеріали представлені в авторській редакції.

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ

Голова оргкомітету: *Руденко С.В.* д.т.н., проф., ректор Одеського національного морського університету

Заступники:

Шумило О.М. к.т.н., проф., проректор з науково-педагогічної роботи Одеського національного морського університету

Савельєва І.В. д.е.н, проф., проректор з наукової роботи Одеського національного морського університету

Члени організаційного комітету:

Новіков Ф.В. д.т.н., проф. Харківського національного економічного університету імені Семена Кузнеця

Клименко С.А. чл.-кор. НАН України, д.т.н., генеральний директор Асоціації технологів-машинобудівників України, заступник директора Інституту надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України

Vincenzo Crupi Professore ordinario Università degli Studi di Messina, Italiana

Каніфольський О.О. к.т.н., доц., директор Морського інженерно-технічного інституту Одеського національного морського університету

Варбанець Р.А. проф. Одеського національного морського університету

Кібаков О.Г. к.т.н., проф. Одеського національного морського університету

Яровий Ю.В. к.т.н., доц. Одеського національного морського університету

Никифоров Ю.О. к.т.н., проф. Одеського національного морського університету

Волошин А.О. к.т.н., проф. Одеського національного морського університету

Яровенко В.О. д.т.н., проф. Одеського національного морського університету

Кононова О.М. к.т.н., доц. Одеського національного морського університету

Бершак С.В. к.т.н., доц. Одеського національного морського університету

Александровська Н.І. к.т.н., доц. Одеського національного морського університету

Гришин А.В. д.т.н., проф. Одеського національного морського університету

Семенюк В.Ф. д.т.н., проф. Національного університету «Одеська політехніка»

Коростильов Л.І. д.т.н., проф. Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова

Стальніченко О.І. к.т.н., проф. Одеського національного морського університету

Герганов Л.Д. д.пед.н., проф. Національного університету «Одеська морська академія»

Іоргачев Д.В. к.т.н., голова правління ПАТ «Одеський кабельний завод «Одескабель»

Усов А.В. д.т.н., проф. Національного університету «Одеська політехніка»

Оробей В.Ф. д.т.н., проф. Національного університету «Одеська політехніка»

Триколенко М.В. к.т.н. доц. ТОВ Фірма «ДІАЛАБ» ЛТД

Відповідальна особа: *Конопльов А.В.* д.т.н., проф. Одеського національного морського університету

ЗМІСТ

<i>Арцибашева Н.М., Мангул Я.О.</i> Розробка методики оцінки ефективності гальмівної системи автомобіля.....	10
<i>Борзунов Ю.Л., Шафаренко О.І.</i> Дослідження трансмісій вітроенергетичних установок	11
<i>Гаур Т.О., Криворучко Д.Ю.</i> Особливості проведення процесів ручного дугового зварювання в судновій мережі обмеженої потужності	13
<i>Герасимов І.В.</i> Оптимізація резерву перевантажувальних машин: класичні підходи та сучасні перспективи	14
<i>Герганов Л.Д.</i> Методологічний підхід до професійної підготовки майбутніх фахівців морського транспорту: проблеми та перспективи	16
<i>Гришин А.В.</i> Нелінійний розрахунок причальної споруди сумісно з ґрунтовим та водним середовищем від дії статичних і динамічних навантажень	18
<i>Дранчук С.М., Кочетков О.В., Цацко В.І.</i> Пристрій для дослідження процесів, що швидко змінюються у часі	20
<i>Іванов В.В., Karaivanov D., Андрієвський Є.М.</i> Досвід проектування циркулярної механізованої парковки.....	22
<i>Іванов В.В., Karaivanov D., Андрієвський Є.М.</i> Проектування механізму управління зубчастим варіатором автомобіля.....	24
<i>Іванов В.В., Салій Д.В.</i> Проектування маховичного двигуна транспортного засобу категорії L ₂	26
<i>Іванов В.В., Сяров К.І.</i> Дослідження втрат в підшипниках кочення роздатної коробки автомобіля	28
<i>Іовчев С.І., Кочетков О.В.</i> Оцінка міцності сталевих виробів при циклічних навантаженнях	30
<i>Калінін Г.М., Клименков С.Ю.</i> Вибір оптимальної форми гофрованого полотна за умовою мінімуму вагової функції	31
<i>Кібаков О.Г., Хомяк Ю.М.</i> Експрес-оцінка границі витривалості мідних сплавів за їх механічними характеристиками.....	33
<i>Кібаков С.О., Конопльов А.В., Хомяк Ю.М.</i> Концентрація тиску в крайових зонах пресового з'єднання	35

<i>Конопльов А.В., Григор'єв Ю.О., Кусік Л.І., Юстов В.О.</i> Прискорений метод обчислення границі витривалості.....	38
<i>Конопльов А.В., Григор'єв Ю.О., Кусік Л.І., Корнієць Т.Є.</i> Розрахунок параметрів модернізованого рівняння Вейбулла	39
<i>Конопльов А.В., Григор'єв Ю.О., Чередарчук Н.І.</i> Про границю витривалості рівняння Вейбулла	40
<i>Конопльов А.В., Кононова О.М., Бершак С.В., Кібаков С.О.</i> Використання кореляційних залежностей для прискореного визначення границі витривалості.....	41
<i>Коростильов Л.І., Дядюра Є.Ю.</i> Про напружений стан і втомну міцність стінок балок корпусу суден	43
<i>Кочетков В.О., Машін В.М.</i> Дослідження показників якості електричної енергії перетворювачів постійної напруги модульної структури	45
<i>Легецька І.П.</i> Інноваційні матеріали у виробництві портового перевантажувального обладнання на прикладі українських портів	47
<i>Литвиненко Д.Ю., Скирда С.П.</i> Особливості визначення експлуатаційних напружень у конструкціях суховантажного судна.....	49
<i>Меленчук Т.М., Шульдік В.В.</i> Досвід проектування револьверної механізованої парковки.....	51
<i>Науменко Є.О., Богомолів Е.П.</i> Моделювання потоків рідини навколо гвинтів, при кавітації за допомогою ANSYS Fluent.....	53
<i>Новіков Ф.В.</i> Професор Якимов Олександр Васильович і сучасне машинобудування.....	55
<i>Олейников В.В.</i> Оцінка запасів міцності суднових конструкцій за методом граничних навантажень	57
<i>Панченко В.О., Очеретна В.В.</i> Розвиток стійкості та міцності кріпильних елементів на контейнеровозах.....	59
<i>Пустовий В.М., Семенов П.О., Жильцов К.С.</i> Підходи визначення рівня деградації портових вантажопідйомних кранів	60
<i>Семенов П.О.</i> Визначення залишкового ресурсу портових кранів за змінами опору крихкому руйнуванню	62

<i>Стальніченко О.І., Іоргачов Д.В., Козішкурт Є.М.</i> Сучасні методи відновлення поршневих кілець	
<i>Стальніченко О.І., Іоргачов Д.В., Крейцер К.О.</i> Сучасні технології відновлення чавунних кришок і поршнів судових дизелів.....	64
<i>Стрельбіцький В.В.</i> Дослідження ресурсу зубчастих коліс козових кранів для перевантаження сипких вантажів у річковому порту	65
<i>Теплечук А. М., Флоря Г.В.</i> Аналіз роботи двз на основі показників лямбда-зонда	66
<i>Цацко В.І., Дранчук С.М.</i> Дослідження якості відцентрових насосів методом тензометрії	68
<i>Чумак А.О., Манохін А.С., Мельнічук Ю.О., Клименко С.А., Клименко С.Ан., Муковоз С.Ю., Рижов Ю.Е..</i> Особливості зношування різального інструменту із ПКНБ при точінні залізовуглецевих сталей високої твердості в умовах циклічного навантаження	70
<i>Ярова І.А.</i> Інструментарій цифрової криміналістики в захисті авторського права.....	72
<i>Яровенко В.О., Зарицька О.І.</i> Методи оцінки впливу параметрів пропульсивного комплексу на маневрені характеристики електроходів з класичної компоновкою електроенергетичної установки.....	73

**100-річниця з дня народження Олійника Микола Васильовича,
видатного вченого в галузі опору втомі деталей машин
та елементів конструкцій**



Микола Васильович Олійник 60 років

14 травня 2025 року, виповнюється 100 років від дня народження Миколи Васильовича Олійника – доктора технічних наук, професора, засновника наукової школи підготовки фахівців вищої кваліфікації в галузі опору втомі деталей машин та елементів конструкцій.

21 квітня 2006 року Микола Васильович пішов із життя, залишивши багату наукову та педагогічну спадщину, цінність якої з роками лише зростає.

Микола Васильович народився на Сумщині. В 1942 році вступив до Одеського політехнічного інституту (ОПІ). Після визволення м. Одеси добровольцем пішов на фронт, брав участь у бойових діях зі звільнення України та Молдови, у червні 1944 р. був поранений. Після лікування в евакогоспіталі в

м. Грозному, з січня до серпня 1945 р. працював техніком-конструктором спецбудтресту з відновлення тракторного заводу «Червоний Жовтень» у м. Сталінград.

У вересні 1945 р. повернувся на навчання до ОПІ, який закінчив з відзнакою у 1948 р.

Після закінчення Одеського політехнічного інституту він вступив до аспірантури. Його науковим керівником був вчений зі світовим ім'ям – професор Віктор Опанасович Добровольський. У повоєнні роки країна відновлювала та розвивала свою економіку і, насамперед, основну її галузь – машинобудування. Микола Васильович вибрав один із найважливіших та найскладніших напрямків машинознавства – опір втомі матеріалів та конструкцій, чому присвятив усе своє життя. Поєднуючи наукову та педагогічну діяльність, він пройшов шлях від аспіранта до доктора технічних наук, професора. Протягом багатьох років завідував кафедрою хімічного машинобудування та апаратобудування в ОПІ, на якій Микола Васильович заснував наукову школу, в якій під його керівництвом

було підготовлено близько 30 кандидатів та чотири доктори технічних наук, у тому числі Нгуєн Чонг Гієп – міністр освіти та науки В'єтнаму.

З ініціативи М.В. Олійника в ОПІ була створена і тривалий час працювала міжкафедральна лабораторія втомної міцності. Крім серійних випробувальних машин лабораторія поповнювалася модернізованими та новоствореними машинами та пристроями, виготовленими на дослідному заводі ОПІ за власними кресленнями дослідників. Були організовані та проводилися цілодобові тривалі випробування зразків та моделей. У проведенні випробувань та опрацюванні їх результатів активну участь брали студенти, з лав яких виходили майбутні аспіранти та молоді вчені.

У процесі досліджень моделювалися форми та розміри деталей складної конфігурації, режими їх навантаження, оцінювався вплив агресивних середовищ та температури на характеристики опору втоми, перевірялися наукові гіпотези, удосконалювалися методи прискорених випробувань.

Наукові дослідження виконувались на замовлення підприємств, що визначило широкий фронт досліджень. Результати досліджень доводилися до практичних рекомендацій та впроваджувалися у виробництво.

Численні публікації та доповіді на конференціях Миколи Васильовича свідчать про його високий авторитет серед вітчизняних і зарубіжних учених. На його рахунку понад 500 публікацій, у тому числі 32 монографії, 50 авторських свідоцтв та патентів на винаходи.

У період із 1981 по 1985 рік М.В. Олійник працював керівником відділу морської корозії Фізико-механічного інституту АН УРСР. Тут він почав написання низки монографій, над якими працював аж до останніх днів свого життя.

З 1985 року знову педагогічна та наукова робота – в Одеському інституті інженерів морського флоту на посаді завідувача кафедри теорії механізмів та машин та деталей машин. Читав лекції студентам з деталей машин, конструкційної міцності та продовжував удосконалювати теоретичні та експериментальні методи оцінки опору втоми матеріалів та конструкцій.

Він постійно працював у складі спеціалізованих рад із захисту дисертацій в Одесі та інших містах країни. Неперевершений промовець, він регулярно виступав на наукових конференціях найвищого рівня.

Микола Васильович завжди відрізнявся невичерпною працьовитістю, високим професіоналізмом, чуйним ставленням до колег по роботі, студентів та аспірантів. Завжди дбав про молоде покоління, залучаючи студентів до наукової роботи, відбирав та вирощував молоді таланти – майбутніх кандидатів та докторів наук. Лише за період роботи в ОНМУ п'ять його аспірантів успішно захистили кандидатські дисертації.

Наукову школу професора М.В. Олійника пройшли багато вчених: доценти Медведєв С.О., Кравчук В.С., Лапін Б.М., Вольчев О.В., Пахомова Н.І., Греченко П.І., Шумило О.М., Бершак С.В., Кібаков О.Г., Нікіфоров Ю.А., Олійник В.М.

Під керівництвом М.В. Олійника захистив кандидатську та докторську дисертації Коноплев А.В., який продовжує справу Микола Васильовича.

Микола Васильович був людиною високої культури, він любив поезію, був глибоким поціновувачем і шанувальником театрального мистецтва.



Організаційний комітете

РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ

В даний час інтенсивність руху автомобільного транспорту неухильно зростає, що вимагає підвищення безпеки руху. Основна роль відводиться активної безпеки транспортних засобів, оскільки рішення цієї проблеми забезпечує запобігання дорожньо-транспортних пригод (ДТП). Справність гальмівної системи автомобіля, безпосередньо впливає на його керованість і стійкість – запорука безпеки руху. Саме тому контролю технічного стану цієї системи автомобіля в експлуатаційний період приділяється першочергова увага.

Компанія Bosch є лідером у сфері діагностики. Bosch пропонує широкий асортимент діагностичних пристроїв. Це multifunkціональні сканери та діагностичні стенди які дозволяють швидко зчитувати помилки з електронних блоків управління (ECU) автомобіля. Наприклад, KTS-серія сканерів Bosch забезпечує доступ до даних усіх основних систем автомобіля, включаючи двигун, трансмісію, гальмівну систему та системи безпеки. Bosch пропонує пристрої для тестування та обслуговування акумуляторів, які дозволяють оцінити їх стан, визначити залишкову ємність та провести регенерацію. Bosch є одним із піонерів у розробці систем упорскування палива, тому її діагностичні пристрої для перевірки форсунок, паливних насосів та інших компонентів мають високу точність. Bosch пропонує обладнання для аналізу вихлопних газів, яке допомагає дотримуватися екологічних стандартів і перевіряти стан двигуна. А також стенди для регулювання розвалу-сходження. Ці пристрої допомагають

швидко й ефективно налаштувати геометрію коліс автомобіля, що забезпечує безпеку водіння й рівномірний знос шин.

В наведеній роботі об'єктом дослідження є гальмівна система легкового автомобіля.

Мета роботи: поліпшення контролю якості технічного стану гальмівної системи шляхом випробувань автомобілів на гальмівних стендах з використанням системного тестера «Bosch» KTS 520 (рис. 1).

В роботі продемонстровано, що завдяки новому сучасному електронному діагностичного обладнання фірми «Bosch» (системного тестера KTS 520)



Рисунок 1 – Загальний вигляд тестера
«Bosch» KTS 520

проведення оцінки ефективності гальмівної системи автомобіля стало більш точним і наочним, а за допомогою побудованих комп'ютерною програмою графіків можна легко порівняти реальні можливості з технічними характеристиками автомобіля та визначити несправності системи.

Програма діагностування пристроїв керування дозволяє швидко та просто провести ідентифікацію транспортного засобу за допомогою меню вибору, а також швидко відобразити результати пошуку пристроїв керування, встановлених у цьому транспортному засобі.

Після повної ідентифікації транспортного засобу стають відомі всі встановлені в ньому системи, які будуть автоматично виділені в окремі групи. Перевіряються лише виділені системи.

Перевагою запропонованої методики є одночасна перевірка гальмівних властивостей автомобіля з урахуванням вимог ДСТУ 3333-96 та перевірка роботи електронних компонентів гальмівної системи

Висновки

1 Встановлено, що завдяки новому сучасному електронному діагностичному обладнанню фірми «Bosch» (системного тестера KTS 520) проведення оцінки ефективності гальмівної системи автомобіля стало більш точним та наочним.

2 За допомогою побудованих комп'ютерною програмою графіків можна легко порівняти реальні можливості з технічними характеристиками автомобіля та визначити несправність системи.

ЛІТЕРАТУРА

1 Билецкий В.А. Удосконалення методики та технічних засобів діагностування гальмівних систем автомобілей: автореф. дис. на здобуття вченої ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20 «Транспортні системи міст та промисленні центри» / В.А. Билецкий. – К.: 2003. – 178 с.

2 ДСТУ 3333-96. Стенди роликові для перевірки гальмівних систем дорожніх транспортних засобів в умовах експлуатації. – Введ. уперше : 01.01.97. – К.: Держстандарт України, 1996. – 11 с.

Борзунов Ю.Л., Шафаренко О.І.

Національний університет «Одеська політехніка», Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАНСМІСІЙ ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Конструкції трансмісії вітроенергетичних установок сприяють оптимізації використання вітрової енергії та забезпечують передачу моменту обертання від ротора до енергогенератора. Різноманітність цих конструкцій обумовлена технічними вимогами, економічними чинниками та екологічними аспектами.

Однією з найпоширеніших конструкцій трансмісій є система з генератором з'єднаним через мультиплікатор. В цій конфігурації вітровий ротор обертається за низькою швидкістю, а мультиплікатор збільшує швидкість для забезпечення

оптимальних умов роботи генератора. Переваги такої системи полягають у високій ефективності та зменшенні розмірів генератора, однак мінусом є ускладнення конструкції та збільшення зносу компонентів.

Альтернативним рішенням є привід у якому ротор прямо з'єднується з генератором. Ця концепція знижує число рухомих частин, зменшує знос та підвищує надійність. Вона також забезпечує можливість використання швидкісних генераторів. Однак директний привід потребує високомоментних генераторів, що становить виявлення проблеми великої ваги та розмірів.

Основний шлях розвитку вітроенергетичних установок полягає в оптимізації конструкції трансмісії полягає в підвищенні їх коефіцієнта корисної дії і надійності.

Можливості впровадження вітроенергетики були досліджені на прикладі Коблівської сільської територіальної громади Миколаївського району Миколаївської області. Згідно з рекомендаціями каталогу критично важливих технологій для енергетичного сектору України, створеного Данським енергетичним агентством та міністерством енергетики, країна має великі перспективи для розвитку вітрової енергетики. Інститутом відновлювальної енергетики НАН України розроблено атлас енергетичного потенціалу відновлювальних джерел України. Висновками міжгалузевого науково-технічного центру вітроенергетики НАН України вказують, що частина території Миколаївської області має високий вітроенергетичний потенціал. Він оцінюється в 10 відсотків території, або 2500 кв.км.

Дослідження враховує досвід Данської моделі «Демократичної зеленої» енергетики» з точки зору імплементації та впровадження її на території Коблівської сільської територіальної громади з урахуванням законодавчої бази України. Це потребує створення:

- стратегії розвитку розподіленої генерації Коблівської територіальної громади до 2035 року;
- розробки та затвердження енергетичного плану до 2030 року;
- створення енергетичного хабу який включає – вітрову енергетику, сонячну енергетику, теплоенергетику на основі спалення біомаси;
- управління та інтеграція енергетичних джерел має відбуватися з застосуванням накопичувачів енергії, когенераційних установок, а також «розумних мереж»;
- впровадження інновацій включатиме освітній, дослідницький та інноваційні складові енергетичної моделі королівства Данія.

Прикладом успішної реалізації зеленої енергетики є наступні данські організації:

- Middelgrunden Wind Cooperative: Цей кооператив розташований поблизу Копенгагена і є одним із найбільших у світі. Він об'єднує місцевих жителів, які інвестували у вітрові турбіни, що забезпечують електроенергією значну частину міста;
- Samsø Energy Academy: Острів Самсø став прикладом енергетичної незалежності завдяки кооперативам, які керують вітровими турбінами,

сонячними панелями та біомасовими установками. Місцеві жителі активно беруть участь у цих проектах;

- Thy-Mors Energy Cooperative: Цей кооператив спеціалізується на використанні біомаси для виробництва тепла та електроенергії. Він об'єднує фермерів і місцеві громади для спільного використання ресурсів;

Пропонується створити центр розподіленої «Зеленої» генерації задля сталого розвитку Коблівської сільської територіальної громади. ТОВ «Продукт сонячного світла» є замовником будівництва енергооб'єктів на території громади, ведуться перемовини, готується укладання договору з Данською компанією «Вестас», з постачання енергетичного обладнання (турбін потужністю по 6 МВт). Для комплексного рішення енергетичного питання готується підписання договору pre-PPA з компанією АТ «Енергетична компанія України» на викуп зеленої енергії на стадії проектування потужностей з її виробництва як майбутнього енергетичного хаба, на території Коблівської ТГ.

Потрібно створення альтернативної логістики з доставки елементів енергетичного обладнання вітротурбін, шляхом виробництва їх на місці в індустріальному парку «Рибаківський» на території Коблівської громади. Планується, що працівники кафедри автомобільного транспорту і логістики одеського національного політехнічного університету будуть залучені до вибору оптимальних трансмісій для вітроенергоустановок, аналізу можливих відмов, сервісних і ремонтних робіт.

ЛІТЕРАТУРА

1 Закон України №3220-IX від 30.06.2024 року «Про відновлення та «зеленої» трансформації енергетичної системи України».

2 Каталог критично важливих технологій для енергетичного сектору України, Міністерства Енергетики України та Данського Енергетичного Агенства за січень 2024 року.

3 Bartelmus, W., Chaari, F., Zimroz, R., Barszcz, T., & Haddar, M. (2012). Modeling of transmission used in wind turbines. In The Ninth International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies.

Гаур Т.О., Криворучко Д.Ю.

Одеський національний морський університет, Україна

ОСОБЛИВОСТІ ПРОВЕДЕННЯ ПРОЦЕСІВ РУЧНОГО ДУГОВОГО ЗВАРЮВАННЯ В СУДНОВІЙ МЕРЕЖІ ОБМЕЖЕНОЇ ПОТУЖНОСТІ

З метою забезпечення працездатності, надійності, економічності і безпеки судна в процесі експлуатації екіпаж судна і берегові служби повинні здійснювати його технічне обслуговування та ремонт.

Однією з найпоширеніших операцій, що здійснюється в процесі ремонту на судах в процесі автономного плавання є зварювання. При цьому інверторні

зварювачі знайшли широке застосування на судні. Одним з недоліків зварювальних інверторів є їх чутливість до коливань суднової мережі. Тому задача зниження цієї чутливості є досить актуальною.

Електричний дуговий розряд, що широко застосовується для плавлення й зварювання металів, забезпечують електричні джерела живлення. До них пред'являються вимоги щодо здійснення надійного початкового та повторного загоряння дуги, її горіння та стабільності процесу зварювання, формування доброго зварювального шва. Джерела живлення повинні сприяти найменшим втратам металу електродів, обумовлених розбризкуванням та угаром. Налагоджування джерела на заданий режим роботи мусить бути легким та простим. Здатність джерела живлення сприяти цим вимогам характеризує його технологічні властивості, що є основним показником його якості. При ручному зварюванні у вертикальному положенні стікання розплавленого металу оказує суттєвий вплив на формування шва та глибину проплавлення. Вертикальні шви зазвичай виконують на підйом. Зварювання на спуск можливе лише для тонкого металу при застосуванні спеціальних електродів. При стельовому зварюванні розплавлений метал утримується від витікання тільки силою поверхневого натягу. Тому необхідно зменшувати розміри зварювальної ванни, виконувати зварювання періодичними короткими замиканнями, що надає змогу металу шва частково кристалізуватися.

Можна зробити висновок, що в умовах мережі з постійною потужністю невелике зменшення ККД (за споживанням електричної енергії) та невелике підвищення вартості дозволяють значно покращити умови зварювання (тобто підвисити ККД усього процесу зварювання при використанні зварювального інвертора).

ЛІТЕРАТУРА

1 Цацко, В.І., Дранчук С.М., Машін В.М., Гаур Т.О., Вітюк М.В. Вхідне коло джерела живлення інверторного зварювач // Вісник Одеського національного морського університету, Одеса. – 2021. – №65. – С. 105-119. DOI: <https://doi.org/10.47049/2226-1893-2021-2-105-11>

Герасимов І.В.

Одеський національний морський університет, Україна

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЗЕРВУ ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИХ МАШИН: КЛАСИЧНІ ПІДХОДИ ТА СУЧАСНІ ПЕРСПЕКТИВИ

Оптимізація резерву перевантажувальних машин у портах є ключовою умовою для забезпечення ефективної обробки суден. У класичній моделі оцінки резерву розглядається система з $N = n + m$ машин, де n – робочі, а m – резервні. У якості критерія оптимізації приймається максимум удільного прибутку:

$$C_{\partial} - \frac{1}{q} \left[C_{mp} - C_o \left(\frac{1}{n} - \frac{1}{s(n, m, K_r)} \right) - (-1)^p C_{mn} \frac{m}{s(n, m, K_r)} \right] \rightarrow \max$$

де $s(n, m, K_r)$ – середнє число працюючих машин, що залежить від коефіцієнта готовності K_r і типу резерву. Цей підхід залишається актуальним, але потребує адаптації до сучасних виробничих реалій, в яких економічні фактори, ускладнені глобальними ланцюгами постачання, вимагають динамічно оцінювати надійність машин [1].

Класична модель дозволяє оцінити три сценарії резервування обладнання: ненавантажений резерв з обмеженням кількості працюючих машин, навантажений резерв із обмеженням і без нього. Перевагою моделі є чітка математична основа та врахування економічних параметрів. Але, припущення про експоненціальний розподіл часу роботи обладнання та статичність її параметрів не відповідає сучасним реаліям. Наприклад, у реальних системах зношення машин призводить до нелінійного зростання λ , а час відновлення залежить від доступності запчастин і кваліфікації персоналу. Тому, оцінка надійності машин виходить за межі марківських моделей, а чисельне варіювання кількості робочих машин для пошуку максимуму прибутку є вельми трудомістким.

Усунути обмеження класичної моделі прогнозування надійності машин дозволяють рішення побудовані на NHPP (Non-Homogeneous Poisson Process – неоднорідний процес Пуассона) [2], в яких можливо врахувати динамічні зміни інтенсивності відмов і відновлень машин. Сумісне використання NHPP і систем SVM (*Sistem view monitoring* – моніторинг стану по головним параметрам), в яких використовуються технології IoT (Internet of Things – Інтернет речей) [3] надають можливість збирання та накопичення робочих параметрів машин в реальному часі, що усуває потребу в статичних припущеннях. Сучасні програмні засоби, такі як BlockSim (комплексне програмне середовище аналізу надійності) [4] дозволяють проводити моделювання методом MonteCarlo, який полягає в імітації для приблизного відтворення реальних явищ, враховуючи невизначеність параметрів процесу.

Всі перелічені вище методи можуть бути інтегровані в єдину систему за допомогою AI (artificial intelligence – штучний інтелект), одною з її особливостей якого є можливість використання алгоритмів машинного навчання та самостійного створення оптимізаційних моделей в середовищі BlockSim. Це дозволяє визначення у реальному часі резерву перевантажувальних машин, враховуючи ретроспективні дані і прогнозні значення середнього числа працюючих машин в залежності від коефіцієнта готовності K_r , типу резерву і прогнозування $s(n, m, K_r)$.

За інформацією порту Роттердам (Нідерланди) [5, 6], AI-система, навчена на даних порту, може щоденно коригувати резерв, зменшуючи простой на 15–20% порівняно з традиційними методами за рахунок:

- 1 Використання математичної моделі побудованої на лінійчатих марківських процесах, що дозволило врахувати нестационарність технологічних і логістичних потоків.

- 2 Інтеграції з IoT та AI, що дозволить трансформувати статичну модель у динамічну, де K_r і m коригуються автоматично.

З Врахування логістики постачання запчастин, як складової підвищення системної ефективності.

Застосування штучного інтелекту у порту Роттердам скоротило витрати на резервування на 10% (дані 2023 року).

В порту Тяньцзінь (Китай) впроваджений AI Huawei Cloud, що також базується на машинному навчанні. Система планує технічне обслуговування і ремонт обладнання в періоди низького експлуатаційного навантаження, разом з замовленням запасних частин, місця в черзі ремонтного підрозділу. Це дозволяє зменшити простой обладнання на 20–30% та знизити витрати на аварійні ремонти. [7].

Також, у співпраці з компанією Schindler, світовим лідером у виробництві ліфтів і ескалаторів, Huawei Cloud AI впроваджена система Industrial Cloud-based Predictive Maintenance Solution, що використовується з 2017 року для моніторингу, передбачення збоїв та прогнозного обслуговування ліфтового обладнання, що охоплює світову інфраструктуру Schindler [8].

Класичний підхід є міцною основою для оптимізації резерву, але сучасні технології відкривають нові можливості. Інтеграція IoT, складніших розподілів і штучного інтелекту дозволяє перейти від статичних моделей до адаптивних систем, що підвищують прибутковість і надійність портових комплексів.

ЛІТЕРАТУРА

1 Зубко М.Ф. «Надійність і планування експлуатації машин». – Одеса.: вид. ОНМУ, 2024. – 261 с.

2 https://en.wikipedia.org/wiki/Poisson_point_process/

3 <https://evolution.skf.com/ru/%D0%BC%D0%BE%D0%BD%D0%B8%D1%82%D0%BE%D1%80%D0%B8%D0%BD%D0%B3>

4 <https://www.frontiersin.org/journals/blockchain/articles/10.3389/fbloc.2020.00028/full/>

5 <https://varungupta.us/post/-ais-potential-for-optimized-port-operations-lessons-from-the-port-of-rotterdam-//>

6 <https://www.sevensquaretech.com/rotterdam-smart-port-logistics-apps/>

7 <https://www.huaweicloud.com/intl/enus/about/takeacloudleap2024/tianjin-port.html/>

8 <https://economymiddleeast.com/news/huawei-lifts-enterprises-to-stratospheric-heights//>

Герганов Л.Д.

Дунайський інститут Національного університету
«Одеська морська академія», Україна

МЕТОДОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО ПРОФЕСІЙНОЇ ПІДГОТОВКИ МАЙБУТНІХ ФАХІВЦІВ МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ: ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ

Відповідно до прийнятої «Стратегії розвитку вищої освіти в Україні на 2022-2032 роки» (Схвалена Кабінетом Міністрів України 23.02.2022 року), «основними слабкими сторонами закладів вищої освіти, що впливають на якість

вищої освіти на рівні закладу та її сприйняття, є недостатнє урахування інтересів та думок зацікавлених сторін під час визначення змісту та напрямів підготовки, слабкий зворотній зв'язок з результатами опитування учасників освітнього процесу та внутрішнього оцінювання навчальних планів та освітніх програм та ін.» [1]. Успішна праця фахівця в умовах сучасного судна потребує від нього системності в отриманих знаннях та навичках, а також сформованості інтелектуальної компетентності, яка є невід'ємною складовою у морській інженерній практиці, під якою розуміють значний обсяг професійних знань, гнучкість мислення, швидкість у прийнятті рішень, актуалізацію отриманої інформації. За висновками BIMCO (Балтійська морська рада) та Міжнародної палати судноплавства (ICS), які опублікували Звіт про трудові ресурси моряків за 2021 рік (Seafarer Workforce Report), констатовано брак офіцерів із технічним досвідом роботи на конкретних судах, таких як танкери для перевезення хімікатів або нафти, а також на керівних рівнях, оскільки він складає потребу в 89510 офіцерів до 2026 року. У звіті наголошується, що з впровадженням технологічних інновацій на борту, для управління та обслуговування суден сучасного покоління, фахівцям необхідно засвоїти комплекс додаткових навичок, а екіпажу потрібно пройти додаткове навчання, щоб безпечно керувати цими змінами [2].

Аналіз сучасного стану морської освіти дозволяє зробити висновок про зміну її ролі в економічній частині суспільства, а саме: вона «переміщається» з основної складової «сфери послуг» в певний «прошарок» економіки держави, не звертаючи уваги на необхідність зростання вимог до її інтелектуального та освітнього потенціалу під час швидких темпів змін у суднобудуванні. Результати проведених досліджень у Дунайському інституті Національного університету «Одеська морська академія» показують, що у курсантів недостатньо розвинений цілий ряд інтелектуальних вмінь, а саме: близько 70% курсантів недостатньо володіють прийомами розуміння складної інформації; 72% – не вміють систематизувати, структурувати, виокремлювати необхідні зв'язки у матеріалі для кращого розуміння та поняття; 16% – не вміють давати аналітичну оцінку проблем. Значна частина курсантів (близько 65%) відмічають, що швидко забувають матеріал та не пов'язують його з практикою, не використовують раціональні прийоми збереження інформації та не володіють прийомами керівництва своєю увагою.

За отриманими результатами дослідження є можливість констатувати, що перед ЗВО морського профілю на теперішній час стоїть головне завдання – збереження пріоритету формування ключових компетенцій у майбутніх фахівців морського профілю, а саме:

- мотивації майбутніх фахівців вчитися потягом всього життя, що є актуальною соціальною і психолого-педагогічною проблемою;
- психологічна готовність до здійснення професійної діяльності в небезпечних і аварійних ситуаціях;
- чіткого поняття про те, що їх професійна діяльність пов'язана з роботою у замкнутій системі фахового простору;

– діяльнісної характеристики майбутнього фахівця з конкретної спеціалізації, що демонструє його здатність і готовність працювати на певному рівні, оскільки це проявляється в процесі професійної діяльності на судні в умовах багатонаціонального екіпажу;

– визначати свою суб'єктивну позицію, при якій фахівець знає та усвідомлює свої посадові компетенції за розкладом судна і здатний усвідомлено їх реалізувати;

– інтегрованої якості майбутнього фахівця, яка проявляється в його здатності здійснювати фахову діяльність і демонструвати готовність її виконання за вимогами мінімальних стандартів компетентності.

Результати аналізу особливостей професійної підготовки фахівців морського профілю свідчать, що професійний імідж українського моряка на ринку морської праці значно знизиться, якщо формування базових теоретичних, графічних, технічних та інших знань не будуть покладені в основу когнітивних навичок, які надалі виокремлюються і трансформуються в активну, діяльну позицію фахівця.

ЛІТЕРАТУРА

1 «Стратегія розвитку вищої освіти в Україні на 2022-2032 роки» Схвалена Кабінетом міністрів України 23.02.2022 року № : [Електронний ресурс]. Доступно: <https://mon.gov.ua/osvita-2/vishcha-osvita-ta-osvita-doroslikh/strategiya-rozvitku-vishchoi-osviti-v-ukraini-na-2022-2032-roki>

2 What are the Main Technological Innovation in the Maritime Industry for 2023? // SINAY Maritime Data Solutions (October 24, 2023) Доступно: <https://sinay.ai/en/insights/>

Гришин А.В.

Одеський національний морський університет, Україна

НЕЛІНІЙНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИЧАЛЬНОЇ СПОРУДИ СУМІСНО З ГРУНТОВИМ ТА ВОДНИМ СЕРЕДОВИЩЕМ ВІД ДІЇ СТАТИЧНИХ І ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Метою цієї роботи було вивчення хвильових процесів і напружено-деформованого стану спільної роботи тонкої підпірної стінки з ґрунтовим та водним середовищем, що знаходяться під дією статичних та динамічних навантажень. При цьому враховувалися пружно-пластичні властивості матеріалів конструкцій і ґрунту та процес складного навантаження.

Спочатку проводився розрахунок від впливу статичних навантажень, які передують динамічним. Потім з урахуванням отриманих деформацій та напружень виконувався динамічний розрахунок. Досліджувався коливальний процес елементів системи, спричинений динамічними навантаженнями.

Статичними навантаженнями є власна вага системи та різні експлуатаційні навантаження, а як динамічні – можуть бути навантаження від натягу швартовів,

навал судна при його підході до причалу, льодові, від падіння вантажів, від механізмів, що працюють на причалі, і сейсмічні впливи.

Зазвичай до динамічного збудження системи вона перебуває під впливом статичних навантажень, від яких у системі можуть бути пластичні деформації, що впливають на її коливальний процес. Тому неприпустимо визначати реакції системи шляхом підсумовування їх як окремо обчислених від статичних і динамічних навантажень. Отже, зміна жорсткості системи від дії статичних навантажень повинна враховуватися в динамічних пружно-пластичних розрахунках.

Далі наведемо лише основні рівняння задачі. Співвідношення принципу віртуальної роботи, яке не залежить від зв'язку між напругами та деформаціями матеріалів системи, і з якого випливає рівняння руху яке в момент часу t , має наступний вигляд

$$\int_{\Omega} [\delta \varepsilon]^T \sigma d\Omega + \int_{\Omega} [\delta u]^T (\rho \ddot{u} + c \dot{u} - Q) d\Omega - \int_S [\delta u]^T q ds = 0 \quad (1)$$

Вважалося, що деформації системи відбуваються при малих подовженнях, зсувах та кутах повороту. Тому у рішенні використовувалися геометричні співвідношення Коші та постулат підсумовування прирощень пружної та пластичної деформацій:

$$\varepsilon_{ks} = \frac{1}{2} (u_{k,s} + u_{s,k}), \quad (2)$$

$$d\varepsilon_{ks} = d\varepsilon_{ks}^{(e)} + d\varepsilon_{ks}^{(p)} \quad (3)$$

Збільшення пружних деформацій пов'язані зі збільшенням напруг законом Гука

$$d\varepsilon_{ks}^{(e)} = C_{ksmn}^{(e)} d\sigma_{mn} \quad (4)$$

Збільшення пластичних деформацій визначалися з принципу максимуму Мізеса

$$d\varepsilon_{ks}^{(p)} = d\lambda f_{\sigma_{ks}}, \quad d\lambda = \text{const} > 0. \quad (5)$$

Функція навантаження f визначалася для ґрунтового масиву у вигляді умови Кулона-Мора

$$(\sigma_0 - \frac{\sigma_i}{\sqrt{3}} \sin \psi) \sin \phi + \sigma_i \cos \psi - c \cos \phi = 0. \quad (6)$$

Для підпірної стінки як функція навантаження застосовується умова Генієва

$$3(\sigma_c - \sigma_p)\sigma_0 + 3\sigma_i^2 - \sigma_p\sigma_c = 0. \quad (7)$$

Використовуючи наведені вище формули, рівняння стану для пружно-пластичних середовищ, що зміцнюються, в компонентній формі записувалися у вигляді

$$\begin{aligned} d\sigma_{ks} &= D_{ksmn}^{(e)} d\varepsilon_{mn}, \text{ якщо } f = 0, d'f \leq 0 \text{ або } f = 0; \\ d\sigma_{ks} &= D_{ksmn}^{(ep)} d\varepsilon_{mn}, \text{ якщо } f = 0, d'f > 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Для визначення переміщень та напруг у динамічних нелінійних системах переважно застосовувалися прямі крокові методи, алгоритми яких розроблені головним чином для вирішення лінійних завдань. Ці методи включають два основних етапи: дискретизацію основних рівнянь і побудова ітераційного процесу для визначення напружено-деформованого стану системи із заданою точністю. Дискретизація системи проводилася як у часі, так і по області займаною системою. В результаті для моменту часу t_n отримано наступне матричне рівняння

$$M\ddot{\delta}_n + C\dot{\delta}_n + K(\delta)\delta_n = Q_n. \quad (9)$$

Для вирішення рівняння (9) використовується модифікований неявний метод Ньюмарка.

Було розглянуто чисельне рішення рівнянь для поставленої задачі. Результати розрахунків були представлені у вигляді епюр горизонтальних та вертикальних коливань характерної точки A на поверхні стінки. Максимальні коливання спостерігалися до 0,3 сек., потім було їх поступове згасання. Система складається з різнорідних матеріалів, у процесі її коливань відбувалися всілякі відбитки хвиль. Тому рівномірних гармонійних загасаючих коливань з постійним періодом не спостерігалось. Хоча на нескінченних межах ґрунтового масиву при його дискретизації застосовувалися нескінченні елементи для усунення відбиття від них хвиль.

Також була побудована епюра коливань напруг σ_{22} в характерній точці B системи. Найбільший розмах коливань відбувався в початковий момент часу, потім було їх різке згасання.

Дранчук С.М., Кочетков О.В., Цацко В.І.
Одеський національний морський університет, Україна

ПРИСТРІЙ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ, ЩО ШВИДКО ЗМІНЮЮТЬСЯ У ЧАСІ

В ряді наукових та технічних досліджень потребується проводити аналіз процесів, які протікають в об'єкті дослідження та швидко і динамічно змінюються у часі. Процес моніторингу у такому випадку повинен проходити дуже швидко з мінімально можливим інтервалом опитування у часі, тоді як аналіз динаміки протікання процесу у часі може бути виконаний після закінчення випробувань і необмежений часом.

Пропонується метод проведення досліджень динаміки процесів, які протікають, наприклад, в корпусі судна, гребних валах та гвинтах при важких умовах плавання (шторм, зіткнення з льодом та ін.), при тестуванні тяги реактивних двигунів та деформації їх корпуса та ін..

Структурна схема моніторингу включає 8 резистивних тензометричних датчиків з аналоговим виходом у вигляді напруги (рисунок 1). Для перетворення аналогового сигналу датчиків використовується аналогово-частотне перетворення у частоту в діапазоні 2...20 кГц з формою «меандр» за допомогою блоків аналогово-частотного перетворювання (БАЧП), які розташовуються поблизу датчиків. Блок збору даних (БЗД), який розташовується поблизу комп'ютера та на значній відстані від об'єкту дослідження, побудований на ATmega-128 з тактовою частотою 14,7456 МГц, призначення якого заміряти частотні сигнали одночасно від усіх БАЧП та передавати отримані дані у текстовому форматі у комп'ютер за допомогою USB-інтерфейсу для послідовної обробки заміряних даних [1].

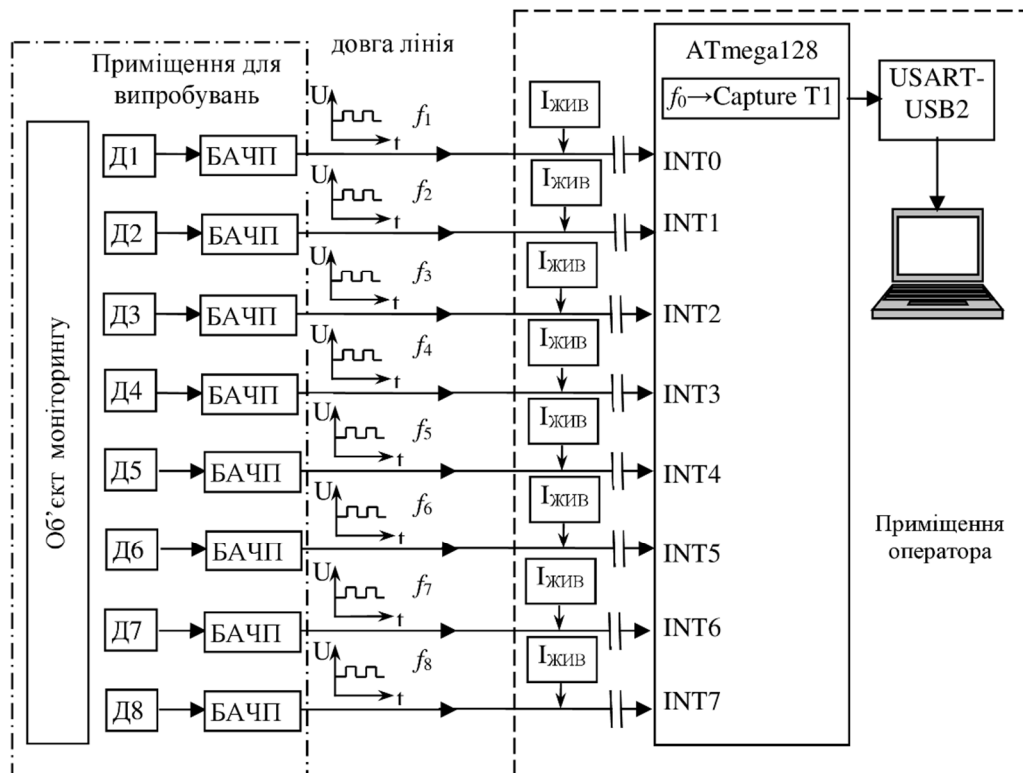


Рисунок 1 – Структурна схема 8-канального моніторингу частотних сигналів від датчиків, які швидко змінюються у часі

Для заміру частоти за малий час вимірювання використовується синхронний метод з дорахуванням на початку та в кінці періоду [2] з послідовним визначенням фронту сигналів вхідної частоти від різних БАЧП.

Після початку відліку часу опитування дозволяється визначати фронт сигналу вхідної частоти першого каналу по INT0, потім другого каналу по INT1 і т.д. до восьмого каналу. Це значно зменшує розкид вимірювання і підвищує точність визначення частоти (до 0,01 %).

Мінімальний час опитування при послідовному визначенні фронтів сигналів вхідної частоти визначається як:

$$T_{ОПТ \min} = (T_X + T_{NB} + T_{NE}) \cdot N_K = \left(\frac{1}{f_{\min}} + \frac{0,5}{f_{\min}} + \frac{0,5}{f_{\min}} \right) \cdot N_K \quad (1)$$

де T_X – період вхідного сигналу; T_{NB} , T_{NE} – час до визначення фронту вхідного сигналу на початку та по закінченню часу опитування, відповідно; N_K – кількість вхідних каналів; $f_{\min}$ – мінімальне значення вхідної частоти.

Для інтервалу частот від 2 до 20 кГц та 8 каналів вимірювання мінімальний час опитування, який визначає дискретність процесу моніторингу, складає біля 8 мс.

Запропонований метод моніторингу динаміки процесів, які швидко змінюються у часі, дозволяє проводити моніторинг від 8 частотних датчиків з дискретністю не менш 8 мс та похибкою до 0,1 % зі зберіганням результатів моніторингу у вигляді текстового файлу для послідуного аналізу динаміки протікання процесу.

ЛІТЕРАТУРА

1 Завадський В.А., Харченко Р.Ю., Дранчук С.М. Моніторинг процесів, які швидко змінюються у часі, з послідуным аналізом результатів. Матеріали науково-методичної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика», 05.12.2018 – 06.12.18. – Одеса: НУ «ОМА», 2019, с.186-190

2 Дранчук С.Н., Олейник М.А. Синхронний метод вимірювання частоти з дорахуванням наприкінці періоду для частотних датчиків суднового обладнання. Тези доповіді у сб.. Матеріали науково-методичної конференції «Актуальні питання суднової електротехніки і радіотехніки». 14.12.2011 – 15.12.2011, Одеса: ОНМА, 2012, с.57-58.

Іванов В.В.¹, Karaivanov D.², Андрієвський Є.М.¹

¹Національний університет «Одеська політехніка», Україна

²Academy of the Ministry of Interior, Sofia, Bulgaria

ДОСВІД ПРОЄКТУВАННЯ ЦИРКУЛЯРНОЇ МЕХАНІЗОВАНОЇ ПАРКОВКИ

Нестача простору є великою проблемою у розвитку міської інфраструктури, особливо в умовах забудови «старої Одеси». Часті викрадення та евакуація автомобілів на штрафмайданчик через неправильне паркування у заборонених місцях під знаками «Стоянка заборонена», «Зупинка заборонена» змушують власників залишати свої транспортні засоби у дворах житлових будинків, що може стати перешкодою проїзду, наприклад, швидкої допомоги та пожежників.

Одним із сучасних рішень цієї проблеми, особливо в центральній частині міста, можуть стати компактні механічні парковочні комплекси, в яких транспортування автомобілів до місць зберігання здійснюється з використанням механізованих пристроїв. Технологія автоматизації паркінгів не тільки економічно вигідна забудовнику, але й пропонує широкі можливості при проектуванні об'єктів різного рівня складності. Це відповідає сучасним тенденціям і особливим потребам нашого міста, яке має найбільш щільну забудову з усіх міст України.



Рисунок 1 – Загальний вигляд циркулярної роботизованої парковки

Циркулярна багатоповерхова роботизована парковка (Automated Circular Tower Parking System) має форму високої циліндричної башти, яка може налічувати десятки рівнів (рис. 1). У центрі башти розташований основний вертикальний ліфт, який транспортує автомобілі між рівнями. Ліфт оснащений платформою, яка забезпечує горизонтальне розташування автомобіля протягом усього процесу. Навколо центрального ліфта радіально розташовані спеціальні платформи, що зберігають автомобілі. Кожна платформа має автоматичні механізми для утримання автомобіля на місці та для подачі автомобіля у комірку (lot) для зберігання. Ліфт і платформи працюють в синхронізованому режимі. Ліфт піднімає автомобіль на необхідний рівень, а механізм обертання повертає башту, щоб встановити автомобіль на конкретну платформу.

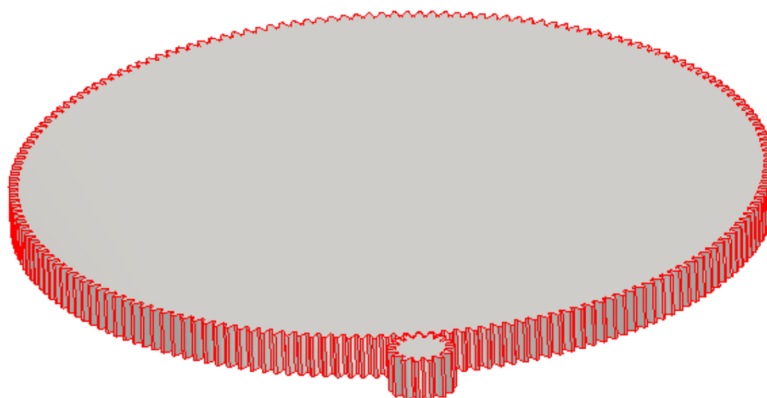


Рисунок 2 – Загальний вигляд циркулярної роботизованої парковки

Кількість автомобілів, які можуть бути розміщені у паркінгу залежить від кількості поверхів і кількості комірок на поверху. Для зберігання 84 автомобілів спроектована роботизована парковка башта якої має 7 поверхів. Розраховано, що зовнішній діаметр башти має бути $D = 16,9$ м, а внутрішній діаметр башти $d = 9,7$ м. Встановлено висоту башти 15,4 м. Визначено вагу конструкції 157080кг, яка необхідна для проектуванні залізобетонного фундаменту

парковки. Також визначено вагу ліфта з платформою та розташованим на ней автомобілем – 4938кг.

Конструкцію ліфта підтримує підшипник кочення – роликовий сферичний упорно-радіальний 29330 EJ – ZKL. Розраховано момент тертя у підшипнику, який є вхідними даними для проектування механізму приводу ліфта. Обертання ліфта здійснюється кроковим електродвигуном. Спроековано зубчасту передачу поворотного механізму та встановлено основні геометричні параметри передачі, а саме: числа зубів шестерні $z_1 = 15$, колеса $z_2 = 188$, передатне число $u = 12,5$, міжосьова відстань $a_w = 560$ мм, модуль $m = 5,5$ мм. Відповідно до давних геометричних розмірів і моменту тертя проведено розрахунок передачі на міцність.

ЛІТЕРАТУРА

1 Іванов, В. В., Мотулько, Б. В., Харсун, А. М. (2004). Проектування деталей машин з використанням AutoCAD. Видавництво АО БАХВА. 125 с.

2 Ivanov, V., Urum, G., Ivanova, S., & Volkova, M. (2018). Development of the positive engagement continuously variable transmission design with the application of graph theory. Eastern European journal of advanced technologies, 3 (1), 43-50.

Іванов В.В.¹, Karaivanov D.², Андрієвський Є.М.¹

¹Національний університет «Одеська політехніка», Україна

²Academy of the Ministry of Interior, Sofia, Bulgaria

ПРОЄКТУВАННЯ МЕХАНІЗМУ УПРАВЛІННЯ ЗУБЧАСТИМ ВАРІАТОРОМ АВТОМОБІЛЯ

Варіатори знаходять широке застосування в різних сферах, оскільки їх використання дозволяє досягти високих технічних характеристик машин. Однією з головних галузей їх впровадження є автомобілебудування. Автовиробники, зокрема Honda, Toyota, Ford та Nissan, активно працюють над вдосконаленням варіаторів, які ефективно конкурують з автоматичними коробками передач. Завдяки забезпеченню оптимального передатного відношення у будь який момент, варіатори сприяють покращенню динаміки автомобіля, знижують втрати пального та зменшують рівень шкідливих викидів. Вони також є перспективними для використання у трансмісіях гібридних автомобілів. Зі всього різноманіття конструкцій варіаторів в автомобілях використовуються тільки два види – пасовий і тороїдальний варіатор. Пасові варіатори, що застосовуються в автомобілях підрозділяються на три типи: плоскопасові, клинопасові і так звані «ланцюгові».

Розроблена оригінальна конструкція варіатора, в якій навантаження передається через зубчасте зачеплення без використання фрикційних дисків і гнучких ланок. Плавне регулювання передатного відношення досягається завдяки зубчастому колесу зі змінним кроком, яке складається з трьох зубчастих

секторів. Два з них беруть участь у зачепленні, тоді як третій, ненавантажений сектор, обертається з кутовою швидкістю, що перевищує швидкість обертання вихідного валу, поки не займе позицію перед входом у зачеплення. Швидкість обертання третього сектора обмежує діапазон регулювання.

Передача навантаження з зубчатих секторів, що знаходяться у зачепленні, на вихідний вал та прискорене обертання ненавантаженого сектора, що вийшов з зачеплення здійснюється механізмом управління. Запропоновано конструкцію гіпоїдно-черв'ячного механізму управління. В цьому механізмі кожен з секторів має кронштейн, в підшипниках якого обертається черв'як 2, що входить в зачеплення з черв'ячним колесом 1, жорстко з'єднаним з втулкою. На осі черв'яка обертається гіпоїдна шестерня 4, що входить в зачеплення з гіпоїдним колесом 3. Гіпоїдна шестерня 4 передає обертання на вали черв'яків 2 через фрикційну муфту 5. Зуб сектору передає навантаження через черв'як на черв'ячне колесо. При цьому черв'як не обертається, а працює як елемент зубчастої муфти. Гіпоїдна шестерня, обкатуючись по нерухомому гіпоїдному колесу, не може повернути черв'як, так як момент, при якому фрикційна муфта прослизає, менше ніж момент, який потрібен для повороту черв'яка в навантаженому стані. Після виходу зуба із зачеплення, не навантажений черв'як з'єднаний з ним починає обертатися під дією зусилля в зачепленні гіпоїдної шестерні. Сектор буде прискорено обертатися до тих пір, поки його зуб не наздожене зуб сектору, який через конічну цівку упреться в зуб наступного сектору. (рис. 1).

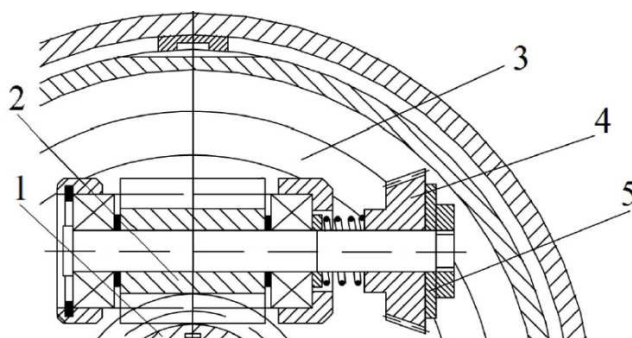


Рисунок 1 – Вузол гіпоїдно-черв'ячного механізму управління

Для даного механізму спроектована черв'ячна передача за допомогою програмного комплексу Inventor. Черв'як передачі має чотири заходи, діаметр черв'яка 40мм, кут нахилу витків 21.8град. (Рис. 2).

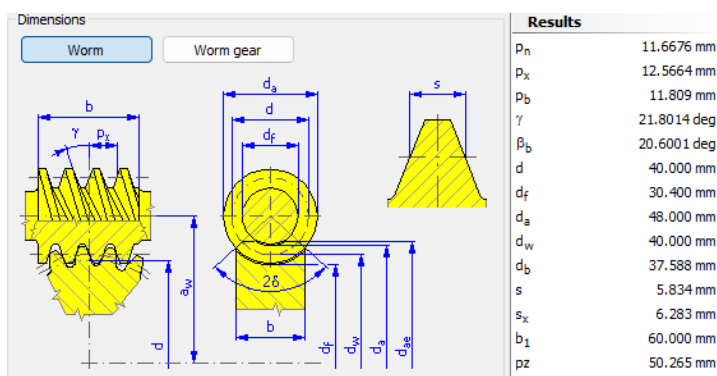
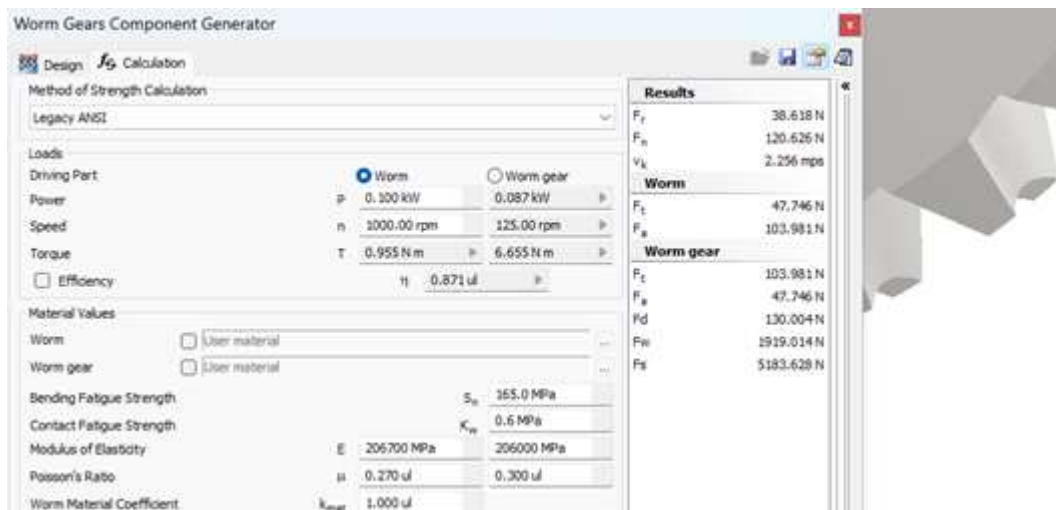


Рисунок 2 – Стилзоване зображення передачі і геометричні параметри черв'яка

Inventor дозволяє проводити як геометричний розрахунок черв'ячної передачі, такі розрахунок на міцність. В результаті отримана 3D модель передачі в форматі .dwg (рис. 3).



Рисунком 3 – Результати розрахунку на міцність і 3D креслення передачі

ЛІТЕРАТУРА

1 Ivanov, V., Urum, G., Ivanova, S., & Volkova, M. (2018). Development of the positive engagement continuously variable transmission design with the application of graph theory. Eastern European journal of advanced technologies, 3 (1), 43-50.

Іванов В.В., Салій Д.В.

Національний університет «Одеська політехніка»

ПРОЄКТУВАННЯ МАХОВИЧНОГО ДВИГУНА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ КАТЕГОРІЇ L₂.

Поштовхом для теми цієї бакалаврської роботи став заклик студентів інституту комп'ютерних систем ОНПУ про створення колісного дрону для збройних сил України. Студенти комп'ютерщики взяли на себе розроблення управління таким дроном і запропонували студентам, які навчаються на кафедрі автомобільного транспорту і логістики розробити сам дрон. На першому етапі проведено пошук концепцію такого дрона. Враховуючи високий рівень зносу та ризик знищення військової техніки, ключовими вимогами до дрона є простота та економічність. Для цього пропонується використати маховиковий двигун замість традиційного. Колісний дрон із механічним приводом також може виконувати функцію дрона-камікадзе, розширюючи спектр його застосувань.

Зараз на фронті ворожа піхота широко застосовує автомобілі, скутери і навіть електричні самокати. Для подолання відстані, що знаходиться під ударами фрув дронів, важлива швидкість транспортного засобу та його дешевизна. Тому що більшість техніки знищується у першому ж бою. Тому вирішено розробляти дрон на основі триколісного транспортного засобу, який у південно-східній Азії

має назву “rickshaw”. Не існує ніяких проблем із закупівлею таких транспортних засобів, тому числі вживаних. І ціна на них набагато менша, ніж на європейські чи японські моделі.

Триколісні транспортні засоби, відомі як “rickshaw”, мають давню історію і сьогодні є популярним видом транспорту в багатьох країнах світу. Їх використовують як доступний засіб перевезення в регіонах із низьким рівнем доходу. Виробництвом таких транспортних засобів займаються численні компанії, які адаптують свої розробки до сучасних потреб споживачів. Лідерами ринку є Bajaj Auto (Індія), Honda & Honda (Індія), Piaggio Group (Італія).

MPH	KM/H	Aero (a)	Rolling (b)	Total	% Aero	% Rolling	Watts	HP	HP Aero	HP Rolling	MPG(US)	L/100km
5	8	0.54	196.13	196.67	0.27%	99.73%	439.59	0.59	0.00	0.59	355.35	0.66
10	16	2.14	196.13	198.28	1.08%	98.92%	886.37	1.19	0.01	1.18	352.47	0.67
15	24	4.82	196.13	200.95	2.40%	97.60%	1,347.51	1.81	0.04	1.76	347.77	0.68
20	32	8.57	196.13	204.70	4.19%	95.81%	1,830.19	2.45	0.10	2.35	341.40	0.69
25	40	13.39	196.13	209.52	6.39%	93.61%	2,341.61	3.14	0.20	2.94	333.55	0.71
30	48	19.28	196.13	215.41	8.95%	91.05%	2,888.93	3.87	0.35	3.53	324.43	0.73
35	56	26.24	196.13	222.37	11.80%	88.20%	3,479.35	4.67	0.55	4.12	314.27	0.75
40	64	34.27	196.13	230.41	14.88%	85.12%	4,120.03	5.53	0.82	4.70	303.31	0.78

Рисунок 1 – Результати розрахунку онлайн сервісу «RACE TECHNOLOGY»

Модель авторішки VS King було вирішено прийняти за базу і використовуючи її елементи для перероблення в дрон. Необхідні елементи каркас, підвіска та трансмісія включаючи задній мост. Габаритні розміри оригінальна вага 190 кг; вантажопідйомність складає 400 кг. Звичайно, розміри транспортного засобу і його вага можуть бути зменшені тому, що нам не потрібен ані захист пасажирів від вітру і сонця, ані сидіння. Висота зменшена до 450мм за рахунок демонтажу криши і сидінь. Вага зменшена до 100 кг за рахунок

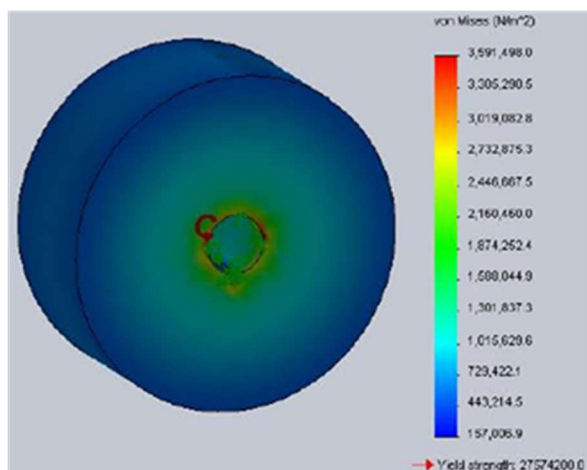


Рисунок 2 – Картина напруг у маховику

демонтажу як пасажирських місць криши, двигуна і тормозу. Онлайн сервіс розрахунків «RACE TECHNOLOGY» використаний для розрахунку необхідної потужності двигуна засобу під час руху з швидкістю від 5 до 40 км/год. Вага дрона 230 кг. Площа лобового контуру 0,5 м². Коефіцієнт тертя 0,03. Результатом розрахунку є необхідна потужність в залежності від швидкості (рис. 1).

Для отримання необхідної потужності був розроблений маховичний двигун. Потужність

обмежена міцністю маховика, який обертається з високою швидкістю. На нього діють великі відцентрові сили. Розрахунок був проведений за методом скінченних елементів за допомогою програму Inventor (рис. 2).

ЛІТЕРАТУРА

- 1 Lechner, G., Naunheimer, H. (1999). Automotive transmissions: fundamentals, selection, design and application. Springer Science & Business Media.
- 2 Іванов, В. В., Мотулько, Б. В., Харсун, А. М. (2004). Проектування деталей машин з використанням AutoCAD. Издательство АО БАХВА.

Іванов В.В., Сяров К.І.

Національний університет «Одеська політехніка», Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ ВТРАТ В ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ РОЗДАТНОЇ КОРОБКИ АВТОМОБІЛЯ

Підшипники кочення є важливою складовою трансмісії автомобіля, адже вони забезпечують плавність роботи і зменшують тертя між рухомими частинами. Однак вони також створюють певні втрати енергії, що впливають на продуктивність автомобіля. Ці втрати мають декілька джерел: механічне тертя між елементами підшипника, аеродинамічний опір мастильного середовища, деформації контактних зон і утворення тепла через тертя. Наслідки таких втрат можуть бути досить суттєвими: знижується коефіцієнт корисної дії трансмісії, що збільшує витрати палива, виникає перегрів компонентів, який спричиняє їх швидший знос, а також скорочується термін служби підшипників.

Втрати в підшипниках кочення трансмісії автомобіля оцінюються наближено, без врахування реальних умов роботи. К.К.Д. підшипника залежить від виду змащувальних матеріалів, роботи змащувальних пристроїв, температурного режиму роботи підшипника, похибок монтажу. Ці фактори не оцінюються належним чином при стандартних розрахунках підшипників.

Існує багато програмних комплексів які мають опцію розрахунку підшипникових вузлів, наприклад Mechanical Desktop, Inventor, MechSoft. Є спеціалізовані програми та сервісу з розрахунку підшипникових вузлів, найбільш відома серед них онлайн платформа SKF. Нас цікавлять сервіси, які дозволяють оцінити рівень втрат в підшипниках кочення. У програмному комплексі Mechsoft розрахунок виконується з урахуванням динамічного навантаження. У програмному комплексі Inventor вхідними даними для розрахунку є навантаження і швидкість обертання.

У даному онлайн сервісі SKF поряд із розрахунком довговічності визначаються втрати на тертя і вказується мінімально припустиме навантаження на підшипник. Найбільше можливостей надає всесвітня відома фірма, лідер з виробництва підшипників SKF з гаслом “У наших підшипниках обертається земна куля”. У даному онлайн сервісі поряд з динамічним навантаженням враховується температура мастила і ступінь точності. Результатом розрахунку довговічність підшипника, час через який має бути відбуватись заміна мастила, фрикційний момент і потужність втрат. Також, відповідаючи на потреби

сьогодення, у онлайн сервісі SKF результатом розрахунку є кількість викидів вуглецю при роботі підшипника.

У довідкових матеріалах компанії SKF вказано наступна формула для розрахунку втрат тертя

$$P_{\text{loss}} = 1,05 \cdot 10^{-4} T \cdot n,$$

де P_{loss} – це потужність втрат, T – крутний момент, n – кількість обертів.

У якості об'єкту дослідження було обрано роздавальну коробку транспортного засобу категорії N₃G – це механічна двоступенева трансмісія, обладнана міжосьовим блокованим диференціалом. Вона призначена для розподілу крутного моменту між переднім і заднім мостами, забезпечуючи оптимальну прохідність у різних дорожніх умовах. Передатні відношення прямої і понижуючої передач дорівнюють 0,95 та 1,31 відповідно.

Таблиця 1. Втрати потужності у підшипнику при різних режимах роботи

Частота обертів, n (об/хв)	Радіальне навантаження, Fr (Н)	Втрата потужності на тертя в підшипника, P_{loss} (Вт)
572	7006,5	15
703	7208,7	20
833	7357,6	25
963	7453,4	30
1093	7496,0	36
1224	7485,4	41
1354	7421,6	47
1484	7304,7	53
1614	7134,6	59
1744	6911,4	64
1875	6634,9	70

У таблиці вказані результати розрахунків за допомогою онлайн сервісу SKF для радіального роликового підшипника типорозміру NU 312 ECJ, який знаходиться на первинному валу з боку трансмісії.

Проведені розрахунки показали, що результати роботи сервісу відповідають залежності, вказані довідкових матеріалах цієї фірми.

ЛІТЕРАТУРА

- 1 Lechner, G., & Naunheimer, H. (1999). Automotive transmissions: fundamentals, selection, design and application. Springer Science & Business Media.
- 2 Іванов, В. В., Мотулько, Б. В., Харсун, А. М. (2004). Проектування деталей машин з використанням AutoCAD. Издательство АО БАХВА, 125 с.

ОЦІНКА МІЦНОСТІ СТАЛЕВИХ ВИРОБІВ ПРИ ЦИКЛІЧНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Із різноманітних конструкційних характеристик металів одними з важливих є механічні властивості: пружність, міцність, твердість, пластичність, й інші, які в більшості випадків є основними для обґрунтування доцільності застосування того або іншого металу для відповідних виробів. Дослідження властивостей металів є важливим актуальним напрямком, який дозволяє оцінити механічні характеристики матеріалів та забезпечити високу якість готової продукції [1]. Однак для успішного впровадження таких підходів необхідно подолати низку проблем, пов'язаних із оцінкою міцності та пошкоджуваності сталевих зразків при циклічних навантаженнях [2]. Подальші дослідження в цій сфері дозволять максимально ефективно використовувати потенціал металів і сплавів у виробництві суднових металевих конструкцій.

Пошкоджуваність $D(\vec{n})$ (коефіцієнт пошкоджуваності) матеріалу характеризується відношенням площі елемента $dS^*(\vec{n})$ ($\vec{n}$ – нормаль до площини dS^*) перерізу тіла пошкодженого мікропорами, мікротріщинами, нагромадженнями дислокацій, до загальної площі $dS(\vec{n})$ без урахування будь-яких мікроушкоджень:

$$D(\vec{n}) = \frac{dS^*(\vec{n})}{dS(\vec{n})}$$

Вивчали утворення і зміну структури мікроушкоджень при послідовних деформаціях розтягуванням і стисненням в листах низьковуглецевої однофазної сталі DC04 (0.06% C, до 0.35% Mn, до 0.40% Si, ~ 0.025% S, P) фірми «Salzgitter Flachstahl» товщиною 2 мм в умовах поставки з однофазною феритною структурою. Послідовні деформації розтягування та стискування спостерігали на різних сторонах плоских зразків при деформації знакозмінним вигином. Вигин проводили обкаткою на ролику діаметром 50 мм до 0.25, 0.5, 0.75, 1, 3, 6, 9, 12 циклами. Установка для вигину обкатуванням забезпечувала рівномірну деформацію по всій довжині зразка [3]. Ступінь пошкоджуваності металу оцінювали по зміні пружного модуля відносно відпаленого еталона порівняно з електронно-мікроскопічними вимірами. Пружний модуль (E) вимірювали за частотою власних поперечних коливань. Пошкоджуваність розраховували:

$$D = 1 - \frac{\tilde{\nu}^2}{\nu^2}$$

($\tilde{\nu}^2, \nu$ – частоти коливань зразків із пошкодженою та неушкодженою (відпаленою) структурами, відповідно).

Деформація знакозмінним вигином відпалених смуг (0,25 циклу) призводить до формування структури з мікроушкоджуваностями у вигляді пір у

розтягнутій області, зменшення частоти (ν) власних коливань прямокутних зразків і модуля Юнга (E). Електронна мікроскопія смуг сталі (деформація 0,25 циклу) на стороні, підданій деформації розтягуванням, демонструвала пошкодження у вигляді пір, переважно сферичної форми, як усередині зерен, так і на їх межах. Явних пошкоджуваностей на поверхні, що піддавалася стиску, не спостерігалось. Випрямлення смуг (деформація знакозмінним вигином 0,5 циклу) сталі призводить до «деградації» пошкоджуваностей, що утворилися на попередньому етапі знакозмінного вигину в розтягнутій області смуг і повторюється при кожному випрямленні зразків. Коефіцієнт пошкоджуваності (D) зменшується при згинах та повертається до попереднього значення після випрямлення смуг. Зміни D при зміні деформації «розтяг - стиск» в НП+45° протікає більш інтенсивно, ніж у НП та ПН. При збільшенні деформації знакозмінним вигином до 10 і більше циклів величина деградації пошкоджуваності при випрямленні зразків зменшується, коефіцієнт пошкоджуваності зменшується мало. Відбувається накопичення пошкоджуваностей у вигляді пір, які не зазнають змін при змінах виду деформації.

ЛІТЕРАТУРА

1 Міцність і довговічність сучасних матеріалів та конструкцій. Праці Міжнародної науково-технічної конференції, (Тернопіль, 10-11 листопада 2022 р.) – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. – 265 с.

2 Piazza, D.; Lorandi, N. P.; Pasqual, C. I.; Scienza, L. C.; Zattera, A. J., Materials Science & Engineering, Structural Materials: Properties, Microstructure and Processing, 528(22-23), 6769-6775, 2011.

3 Іовчев С.І. Інтегральні характеристики гексагональних текстур / С. Іовчев, П. Стоянов, Н. Волчок // Вісник Львівського університету. Серія фізична. – 2010. – Вип. 45. – С. 215-219.

Калінін Г.М., Клименков С.Ю.

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, Україна

ВИБІР ОПТИМАЛЬНОЇ ФОРМИ ГОФРАВАНОВОГО ПОЛОТНА ЗА УМОВОЮ МІНІМУМА ВАГОВОЇ ФУНКЦІЇ

Досліджено вплив співвідношень геометричних параметрів різних типів гофрів на вагову функцію в умовах рівномірно розподіленого поперечного навантаження. Вагова функція приймалася у вигляді відношення моменту опору поперечного перерізу до його площі, таким чином, умова мінімуму такої функції відповідає мінімуму маси при максимальній міцності.

Було уточнено оптимальні геометричні параметри коробчастих та хвилястих гофрів наведені в [1], а також порівняно конструкції перегородки

танкера проекту 15966, виконані у вигляді коробчастих гофрів, хвилястих гофрів та плоскої обшиви з ребрами жорсткості.

На рис.1 представлені вагові функції у вигляді графіків залежності від параметрів коробчастого і хвилястого гофрів.

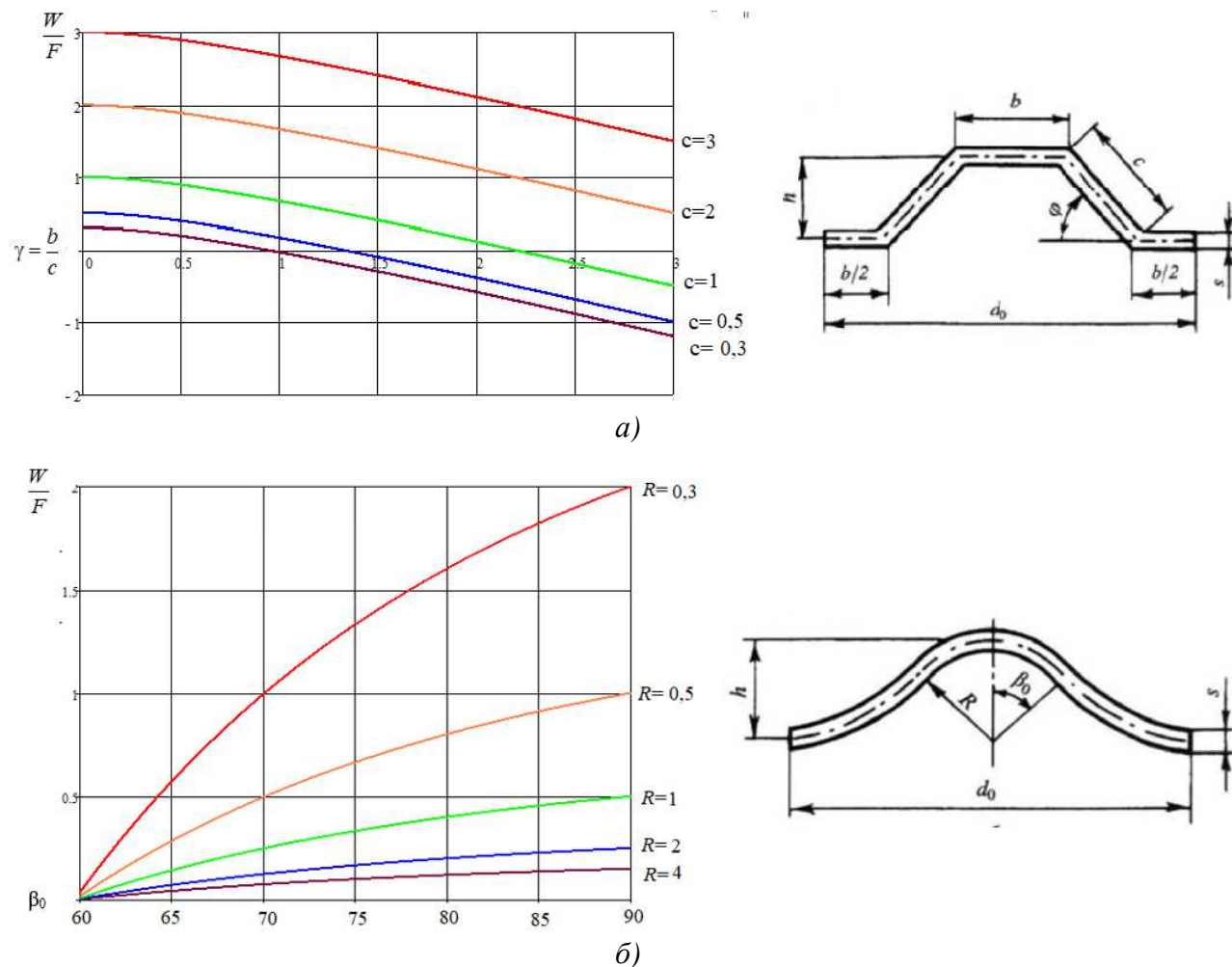


Рисунок 1 – залежність вагової функції від параметрів коробчастого (а) і хвилястого (б) гофрів

Як показав аналіз вагових функцій в обидвох випадках і для коробчастих і для хвилястих гофрів функція дістає максимуму якщо кути ϕ або β наближаються до 90° . З другого боку функція зростає при збільшенні висоти гофри і пов'язаних з нею параметрів. В зв'язку з цим використання коробчастих гофрів має певну перевагу, так як збільшує частку матеріалу, розташовану якнайдалі від середньої (нульової або нейтральної) лінії перерізу.

Розрахунки гофрованої перегородки танкера пр.15966 за МСЕ показали достатню міцність конструкції. При зміні параметрів у незначних відхиленнях від початкових напруження змінюються несуттєво, залишаючись у межах допустимих значень. При цьому так само несуттєво змінюється маса (близько 2%).

Розрахунки перегородки з коробчастими гофрами, розрахованої у відповідності до вимог РСУ, виявили перенавантаження 8%. Маса конструкції при цьому менша від реальної конструкції на 5 т (10%). При варіюванні

параметрів перевантаження зростають, а маса змінюється несуттєво (в границях 2%).

Розрахунки перегородки з хвилястими гофрами, спроектованої за правилами РСУ, виявили перенавантаження 10%. При збільшенні товщини стінки на 9% еквівалентні напруження зменшились до границі плинності. Маса конструкції при цьому зросла на 9,7 т (20%).

При проектуванні перегородки з плоскою обшивкою і підкріплюючими її вертикальними стояками розрахунки показали достатню міцність конструкції за дотримання рекомендацій РСУ. При зменшенні товщини обшивки або висоти стінки стояка міцність виявляється недостатньою. Маса такої конструкції при забезпеченні однакової міцності виявляється більшою за масу перегородки з коробчастими гофрами на 9%, а у порівнянні з хвилястими гофрами навіть меншою на 2%.

Таким чином, можна стверджувати, що у випадку дії поперечного до площини перегородки навантаження, найбільш доцільно використовувати коробчасті гофри з кутом нахилу бокової грані близько 90°.

ЛІТЕРАТУРА

1 Коростылёв Л.И., Клименков С.Ю. Оптимизация геометрических параметров коробчатого гофра по условию прочности // Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських засобів і інженерних споруд: Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. – Миколаїв: НУК, 2017. – С. 123-124.

Кібаков О.Г., Хомяк Ю.М.

Одеський національний морський університет, Україна

ЕКСПРЕС-ОЦІНКА ГРАНИЦІ ВИТРИВАЛОСТІ МІДНИХ СПЛАВІВ ЗА ЇХ МЕХАНІЧНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Для розрахунку деталей, що зазнають впливу циклічно змінних навантажень, встановлюють їх границі витривалості σ_{-1} при симетричному циклі зміни напружень, як найбільш небезпечному. Для визначення цієї величини необхідні тривалі випробування на втому таких деталей або їх зразків до бази N_0 , яка для сталей становить 10^7 циклів навантаження, а для кольорових сплавів – на порядок більше, 10^8 циклів. Такі випробування досить коштовні, тому що вимагають значної кількості об'єктів випробувань та тривалого часу на їх проведення. Якщо прийняти, що частота навантаження становить $\nu = 50$ Гц (3000 об/хв), то тривалість випробування лише одного зразка з мідних сплавів складе

$$t = \frac{N_0}{3600\nu} = \frac{10^8}{3600 \cdot 50} = 555 \text{ годин,}$$

або 23 доби. Для достовірного визначення границі витривалості потрібно випробувати 18...20 зразків.

Для експрес-оцінювання використовують емпіричні формули, одержані статистичною обробкою достатньої кількості результатів втомних випробувань. Ці формули пов'язують границю витривалості матеріалу σ_{-1} з іншими характеристиками механічних властивостей – границею міцності σ_B , границею текучості σ_T , твердістю H_{HB} (твердість за Брінеллем). Такий спосіб оцінки границі витривалості для сталей досить добре представлений у довідковій літературі формулами таких видів:

$$\begin{aligned}\sigma_{-1} &= (0,55-0,0001\sigma_B)\sigma_B, & \sigma_{-1} &= 0,45\sigma_T + 122, \\ \sigma_{-1} &= 0,22(\sigma_B + \sigma_T) + 54, & \sigma_{-1} &= 1,8H_{HB}.\end{aligned}$$

Відомі також подібні залежності для мідних сплавів, які дуже нечисленні:

$$\sigma_{-1} = (0,3...0,5)\sigma_B, \quad (1)$$

$$\sigma_{-1} = 1,2H_{HB}. \quad (2)$$

Для мідних сплавів розрахунок за формулою (1) дає значний розкид, що закладено у її структурі (до 40 %). Виконані за формулою (2) розрахунки для низки сплавів міді показали, що значення σ_{-1} , у деяких випадках суттєво відрізняються від експериментальних: при задовільному значенні середньої похибки –5 %, хоча для окремих сплавів відмінності склали –35,3 % і 40,3 %.

Для можливості експрес-оцінки границі витривалості мідних сплавів за відомими значеннями їх механічних характеристик досліджені та статистично опрацьовані дані, отримані в наших та інших дослідженнях, які представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Механічні характеристики досліджених мідних сплавів

Сплави міді	σ_B , МПа	σ_T , МПа	H_{HB}	σ_{-1} , МПа
Бронза С83600	260	120	60	80
Латунь С86500	490	200	100	145
Латунь С87500	460	210	115	152
Бронза С92200	275	140	65	90
Бронза С94700	240	110	60	75
Бронза CuAl10Fe3Ni5	766	347	200	285
Бронза БрО12	320	180	100	110
Латунь Zn34Mn3Ni2	595	413	124	230
Латунь Zn28Mn3Co2	590	458	110	200
Бронза БрА9Ж4	390	196	98	140
Латунь Л62	460	250	110	150
Латунь ЛМцЖ 55-3-1	392	200	90	115

За результатами статистичної обробки значень, представлених у таблиці 1, отримані емпіричні формули, що описують залежності границі витривалості мідних сплавів від їх основних механічних характеристик, таблиця 2.

Дослідження одержаних виразів виконане кореляційно-регресійним методом. Обчислені значення коефіцієнтів кореляції r свідчать про досить

високий зв'язок границі витривалості мідних сплавів (бронз та латуней) та їх механічних характеристик. Залежність (5) знаходиться в діапазоні $0,7 < r < 0,9$, тобто відповідно до шкали Чеддока зв'язок між границею витривалості та границею плинності є високим. Інші залежності мають $r > 0,9$, отже, встановлені зв'язки відносяться до категорії дуже високих. Цей висновок підтверджуються низькими значеннями середніх похибок $\delta_{\text{сер}}$ відхилень експериментальних значень σ_{-1} (табл. 1) від розрахованих за запропонованими формулами (табл. 2).

Таблиця 2 – Емпіричні формули для експрес-оцінки границі витривалості мідних сплавів

№№	Отримані формули		r	$\delta_{\text{сер}}, \%$
1	$\sigma_{-1} = 1,573H_{\text{HB}} - 13,8$	(3)	0,931	2,27
2	$\sigma_{-1} = 0,393\sigma_B - 24$	(4)	0,981	-0,07
3	$\sigma_{-1} = 0,484\sigma_T + 33,8$	(5)	0,861	3,47
4	$\sigma_{-1} = 0,268(\sigma_B + \sigma_T) - 28,1$	(6)	0,916	1,37
5	$\sigma_{-1} = 0,197\sigma_B + 0,242\sigma_T + 4,9$	(7)	-	1,85

Розрахунки, виконані за залежностями (3)÷(7), свідчать, що для виконання експрес-аналізу можна рекомендувати будь-яку з цих формул. Найточніша оцінка величини σ_{-1} досягається за формулою (4).

Кібаков С.О., Конопльов А.В., Хомяк Ю.М.
Одеський національний морський університет, Україна

КОНЦЕНТРАЦІЯ ТИСКУ В КРАЙОВИХ ЗОНАХ ПРЕСОВОГО З'ЄДНАННЯ

Розрахунки пресових з'єднань валів, багатошарових циліндричних посудин, гарматних стволів тощо, базуються на визначенні напруженого стану за формулою Г. Ламе. Класична задача Ламе формулюється для нескінченного товстостінного циліндра, навантаженого вісесиметричним тиском, зовнішнім p_1 і внутрішнім p_2 постійної величини у поздовжньому напрямку z , тобто для плоскої деформації, і дозволяє визначити радіальне і тангенціальне напруження $\sigma_r(r)$ і $\sigma_t(r)$ та радіальні переміщення $u(r)$.

Концентрація напружень на краях з'єднання є функцією поздовжньої координати z і для її визначення постановка задачі є складнішою. З цією метою розглядалися задачі теорії пружності про напівнескінченну втулку, насажену на нескінченний циліндр, та про напівнескінченний вал, запресований у нескінченну втулку. Аналітичне рішення цих задач дало нескінченне значення контактного тиску на краях пресових з'єднань $p_1|_{z=0=\infty}$ або $p_2|_{z=0=\infty}$, яке при зростанні відстані z дуже швидко зменшується до значень, одержуваних за формулами Ламе. Для розрахунку реальних пресових з'єднань рішення з такою особливістю використовуватись не може.

Вказані недоліки аналітичних рішень зумовлені ідеалізацією контактних поверхонь вала і втулки, які вважаються абсолютно гладкими. Встановлено, що нерівності поверхонь, що виникають в результаті їх механічної обробки, в пресових з'єднаннях контактують між собою і реальні площі контакту на 1...3 порядки є меншими за ідеальні, а коефіцієнти тертя дорівнюють 0,8...1,0 [1]. Для адекватного врахування вказаної специфіки модернізують розрахункову модель – між контактними поверхнями умовно додають «третє тіло», тонкий шар, характеристики жорсткості якого визначають в залежності від форми і висоти нерівностей поверхонь [2]. Для такої фізичної моделі з'єднання вказана особливість рішення відсутня, – максимальні напруження на краях пресового з'єднання мають скінченну величину. Розв'язки задач для пресових з'єднань і визначення концентрації напружень виконуються методом скінчених елементів (МСЕ), з якого визначається максимальне контактне напруження на границі контакту q_1 [3, 4]. Недоліком СЕ-рішень є дискретність одержуваних значень, внаслідок чого ускладнюється можливість їх використання для аналізу відносних переміщень поверхонь і фретінг-зношування [5].

Пропонується характер крайового ефекту в пресових з'єднаннях описувати (апроксимувати) аналітичною функцією, яка визначається за результатами скінчено-елементного розрахунку у вигляді

$$q(z) = q_0 + (q_1 - q_0)[\cos(k_1 z/d_1) - \sin(k_1 z/d_1)]e^{-k_2 z/d_1} \quad (1)$$

де q_0 – контактне напруження, розраховане за формулою Ламе; k_1 і k_2 – безрозмірні параметри; d_1 – номінальний діаметр вала.

Процедура визначення параметрів k_1 і k_2 формули (1) демонструється на прикладі задачі про пресову посадку шевронної шестерні на вал, розглянутої в роботі [3], результат розрахунку якої представлений графіком, рис. 1.

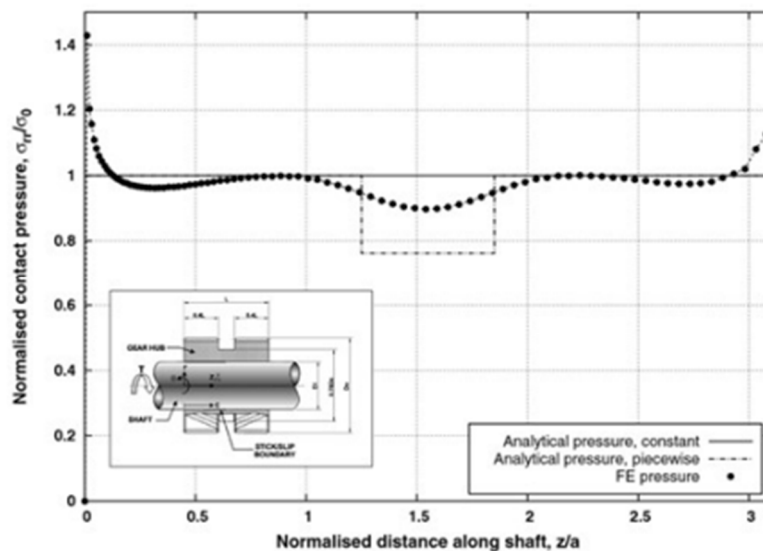


Рисунок 1 – Розподіл відносного тиску $q(x)/q_0$ в пресовому з'єднанні шевронної шестерні і суцільного вала [3]

Наведений на рис. 1 графік побудовано у безрозмірних величинах – координати $x=z/d_1$ та тиску $q_r(x)=q(z)/q_0$. Відповідно перетворене рівняння (1) має вигляд

$$q_r(x) = 1 + (q_1/q_0 - 1)[\cos(k_1 x) - \sin(k_1 x)]e^{-k_2 x} \quad (2)$$

Складові функції (2) обрані для адекватної апроксимації дискретно заданої функції концентрації тиску в крайовій зоні $0 \leq x < 1$, рис. 1. Множником $(q_1/q_2 - 1)$ при $q_1/q_2=1,42$ задається максимальне значення функції; множником $[\cos(k_1 x) - \sin(k_1 x)]$ – абсциса точки перетину графіком лінії $q_r=1$; множником $e^{-k_2 x}$ – швидке затухання концентрації тиску.

Для визначення параметрів k_1 і k_2 створено систему двох рівнянь. Перше рівняння отримується з умови проходження лінії через точку мінімуму, абсциса якої $x_2=0,32$, ордината $q_r(x_2)=0,9758$ (ці значення визначені з рис. 1 при п'ятикратному збільшенні його розмірів). Друге рівняння побудоване на умові мінімуму кривої при $x_2=0,32$ – похідна від функції (2) має дорівнювати нулю:

$$\begin{aligned} [\cos(0,32 k_1) - \sin(0,32 k_1)] e^{-0,32 k_2} &= -0,05762, \\ k_1 [\cos(0,32 k_1) + \sin(0,32 k_1)] + k_2 [\cos(0,32 k_1) - \sin(0,32 k_1)] &= 0. \end{aligned}$$

Розв'язком цієї системи є значення параметрів

$$k_1=3,95585; k_2=7,58969. \quad (3)$$

Графічним способом досліджено можливість округлення цих значень, рис. 2.

Для всіх кривих маємо $q_r(x)=1$ для $x>0,7$, що добре корелюється з вихідним графіком, рис. 1. Кращою з показаних визнана лінія 3, параметри якої $k_1=4,5$; $k_2=7,5$.

Отже для задачі, розглянутої в роботі [3], розподіл контактних напружень в в крайових зонах пресового з'єднання описано рівнянням

$$q_r(x) = 1 + 0,42[\cos(4.5x) - \sin(4.5x)]e^{-7,5x} \quad (4)$$

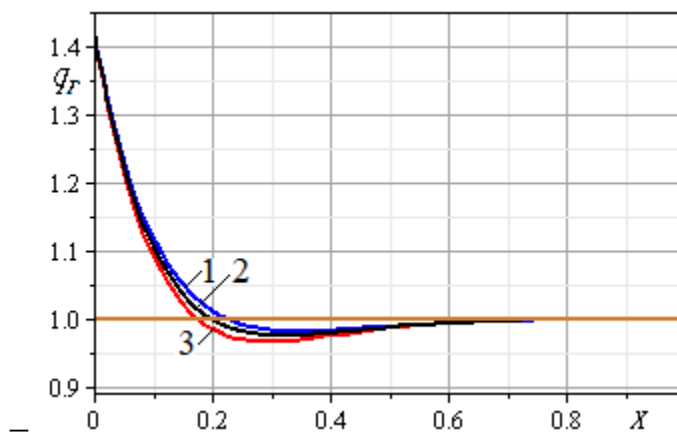


Рисунок 2 –Графіки функції (2) в крайових зонах пресового з'єднання при параметрах:
1 – $k_1=3,5$; $k_2=7,5$; 2 – $k_1=3,95585$; $k_2=7,58969$; 3 – $k_1=4,5$; $k_2=7,5$.

Отриманий аналітичний вираз (4) для контактного тиску між валом і маточиною постійної товщини пропонується використовувати для уточненого знаходження розмірів ділянок проковзування при зовнішніх навантаженнях пресового з'єднання поздовжньою силою або моментами, обертовим чи згинальним.

ЛІТЕРАТУРА

1 Kubiak K.J., Liskiewicz T.W., Mathia T.G. Surface morphology in engineering applications. Influence of roughness on sliding and wear in dry fretting. Tribology International, 44(11), 2011. – P. 1427–1432.

2 Konowalski K.: Experimental research and modeling of normal contact stiffness and contact damping of machined joint surfaces. *Advances in Manufacturing Science and Technology*, Vol. 33, No 3, 2009. P. 53–68.

3 Booker J.D., Truman C.E. Strengthening and weakening mechanisms in interference-fitted joints / *Proceedings IRF2020: 7th International Conference Integrity-Reliability-Failure.* / J.F. Silva Gomes and S.A. Meguid (editors), INEGI-FEUP, 2020. – P. 405-418.

4 Izard E., Garcia-Martín R., Rodríguez-Martín M., Lorenzo M. Influence of the Friction Coefficient on the Stress Distributions and Contact Pressure in Press-Fits via Finite Element Analysis / *Lubricants*, Vol. 472, No 11, 2023.– P. 1-21.

**Конопльов А.В., Григор'єв Ю.О.,
Кусік Л.І., Юстов В.О.**

Одеський національний морський університет, Україна

ПРИСКОРЕНИЙ МЕТОД ОБЧИСЛЕННЯ ГРАНИЦІ ВИТРИВАЛОСТІ

У даній роботі розглянуто рівняння за допомогою якого можна визначити границю витривалості використовуючи її кореляційні залежності від параметрів рівняння Вейбулла:

$$(m_W + 1) \lg(\sigma_p - \sigma_R) = \lg(\alpha(m_W + 1)) + C_W \quad (1)$$

де

$$m_W = \frac{1}{5,254\sigma_R^{0,01} - 5,038} - 1,$$
$$C_W = \lg \frac{(7,029\sigma_R + 3599)^{m_W + 1}}{m_W + 1}.$$

σ_R – границя витривалості; m_W і C_W – параметри; α – швидкість зростання навантаження; σ_p – руйнівне напруження.

Для рішення рівняння (1) розглянемо його як неявну функцію залежності σ_p від α . Підставляючи m_W і C_W у рівняння (1), отримаємо формулу для знаходження σ_R :

$$\frac{\lg(\sigma_p - \sigma_R) - \lg(7,029\sigma_R + 3599)}{5,254\sigma_R^{0,01} - 5,038} = \lg \alpha.$$

Для визначення границі витривалості σ_R будемо використовувати результати випробувань зразків зі сталі 45, які взяті з роботи [1] та представлені у перших двох стовпчиках таблиці 1.

Рівняння має два кореня, позначимо їх через σ_{R1} та σ_{R2} . Корені рівняння при отриманих значеннях експерименту були знайдені чисельним методом Ньютона у програмі wxMaxima. Результати розрахунку наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

α	σ_R	σ_{R1}	σ_{R2}
10^{-4}	293,5	2,99146	246,40234
10^{-4}	294,1	2,97846	247,02432
10^{-4}	299,4	2,86713	252,51377
10^{-4}	300,8	2,83877	253,96240
10^{-4}	308,3	2,69386	261,71010
$2 \cdot 10^{-4}$	296,9	4,51229	228,83930
$2 \cdot 10^{-4}$	307,3	4,16112	239,79334
$2 \cdot 10^{-4}$	307,5	4,15477	240,00237
$2 \cdot 10^{-4}$	308,2	4,13268	240,73384
$2 \cdot 10^{-4}$	308,6	4,12013	241,15171

ЛІТЕРАТУРА

1 Олійник М.В., Конопльов А.В., Кібаков О.Г. Методи прискореного визначення характеристик опору втоми в практичних застосуваннях. Одеса: Астропринт, 2000. 138 с.

Конопльов А.В., Григор'єв Ю.О.,

Кусік Л.І., Корнієць Т.Є.

Одеський національний морський університет, Україна

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ МОДЕРНІЗОВАНОГО РІВНЯННЯ ВЕЙБУЛЛА

Найбільш поширеними функціями, що виступають у якості математичних моделей кривих втоми, є степенева та показникова, дещо рідше – рівняння Вейбулла. На відміну від перших двох рівняння Вейбулла містить три параметри і в загальному випадку записується у вигляді.

$$(\sigma - \sigma_R)^{m_w} \cdot (N - B) = 10^{C_w}. \quad (1)$$

де σ і N – поточні напруги і число циклів до руйнування відповідно; B , m_w , C_w – параметри.

Досвід використання наведених залежностей свідчить про хорошу їх відповідність експериментальним даним. Однак, незважаючи на досить високі коефіцієнти кореляції, їх можна підвищити за рахунок введення до цих рівнянь додаткових параметрів.

Розглянемо розв'язання цієї задачі стосовно рівняння Вейбулла. У цьому рівнянні параметр B приймає значення в межах від 0 до $5 \cdot 10^4$ циклів [1]. У зв'язку з цим його не враховують при обробці результатів втомних випробувань, якщо мінімальна довговічність перевищує 10^5 циклів. Таким чином, при випробуваннях на багатоциклову втому це рівняння записують у вигляді

$$(\sigma - \sigma_R)^{m_w} \cdot N = 10^{C_w}. \quad (3)$$

Границя витривалості σ_R , як і параметри m_W і C_W визначають положення похилої ділянки кривої втоми. При заміні σ_R на деяку змінну величину A можна отримати інше рівняння, відповідно з іншим коефіцієнтом кореляції.

$$(\sigma - A)^{m_W} \cdot N = 10^{C_W}. \quad (4)$$

Визначимо, якою мірою заміна величини σ_R на параметр A вплине на коефіцієнт кореляції і параметри m_W і C_W . Для цього проведемо аналіз результатів випробувань лабораторних зразків із сталі 45 та сталі 40X на опір втоми і розрахуємо ці параметри [2]. Параметр A будемо змінювати у широкому діапазоні і знайдемо таке його значення, при якому коефіцієнт детермінації R^2 буде найбільшим. Обчислення будемо проводити у системі комп'ютерної математики wxMaxima. В результаті ми отримали: $A = -340$, $m_W = 31,59$, $C_W = 92,94$, $R^2 = 0,93407$. Розрахунок довів, що при зміні параметра A коефіцієнт детермінації R^2 змінюється не суттєво, а суттєво змінюються параметри m_W та C_W .

ЛІТЕРАТУРА

1 Олійник М.В., Скляр С.П. Прискорені випробування на втому. Київ: Наукова думка, 1985. 304 с.

2 Олійник М.В., Конопльов А.В., КІбаков О.Г. Методи прискореного визначення характеристик опору втоми в практичних застосуваннях. Одеса: Астропринт, 2000. 138 с.

Конопльов А.В., Григор'єв Ю.О., Чередарчук Н.І.
Одеський національний морський університет, Україна

ПРО ГРАНИЦЮ ВИТРИВАЛОСТІ РІВНЯННЯ ВЕЙБУЛЛА

У даній роботі розглянуто рівняння Вейбулла

$$m_W \lg(\sigma - \sigma_R) + \lg N = C_W,$$

де параметри m_W і C_W можуть бути виражені кореляційними залежностями [1].

$$m_W = \frac{1}{5,254\sigma_R^{0,01} - 5,038} - 1,$$

$$C_W = \lg \frac{(7,029\sigma_R + 3599)^{m_W+1}}{m_W + 1}.$$

Тут рівняння Вейбулла розглядається як неявна функція залежності довговічності N до руйнування від поточної напруги σ , m_W , σ_R та C_W – параметри.

Мета даної роботи визначити границю витривалості σ_R за результатами експерименту залежності N від σ . Результати експерименту цієї залежності для сталі 45 типу I взяті з роботи [1] та представлені у перших двох стовпчиках таблиці 1.

Підставляючи m_w і C_w у рівняння Вейбулла, отримаємо рівняння для знаходження σ_R :

$$\frac{6,038 - 5,254\sigma_R^{0,01}}{5,254\sigma_R^{0,01} - 5,038} \lg(\sigma - \sigma_R) + \lg N = \frac{\lg(7,029\sigma_R + 3599)}{5,254\sigma_R^{0,01} - 5,038} + \lg(5,254\sigma_R^{0,01} - 5,038)$$

Таблиця 1

σ , МПа	N , цикл	σ_{R1}	σ_{R2}
300	72200	43,72038	112,66484
300	86200	27,97788	151,36039
300	98300	21,97937	172,41642
300	113300	17,59154	191,31033
300	199200	8,83559	241,96898
285	206800	9,48938	288,39484
285	206800	9,48938	288,39484
285	299100	6,63719	247,41513
285	308900	6,44913	248,73597
285	394400	5,24273	257,34802
270	336600	6,64631	236,27920
270	362400	6,23515	238,91502
270	547100	4,49389	250,24139
270	602600	4,18724	252,23017
270	703600	3,75437	255,00761

Рівняння має два кореня, позначимо їх через σ_{R1} та σ_{R2} . Корені рівняння при отриманих значеннях експерименту ми знайшли чисельним методом Ньютона у програмі wxMaxima. Результати записали в таблицю 1.

ЛІТЕРАТУРА

1 Олійник М.В., Конопльов А.В., Кібаков О.Г. Методи прискореного визначення характеристик опору втоми в практичних застосуваннях. Одеса: Астропринт, 2000. 138 с.

**Конопльов А.В., Кононова О.М.,
Бершак С.В., Кібаков С.О.**

Одеський національний морський університет, Україна

ВИКОРИСТАННЯ КОРРЕЛЯЦІЙНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ ДЛЯ ПРИСКОРЕНОГО ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЦІ ВИТРИВАЛОСТІ

Кореляційні залежності між границею витривалості та параметрами кривих втоми стали основою багатьох розрахунків і стали основою цілого ряду експериментально-розрахункових методів попередньої оцінки характеристик опору втоми [1]. Теоретичною основою цих залежностей є гіпотеза про те, що

положення кривої втоми залежить від тих самих факторів, що й границя витривалості.

У роботі [2] були запропоновані залежності параметрів m_C та C_C статичного рівняння кривої втоми від границі витривалості σ_R для вуглецевих та легованих сталей у вигляді

$$m_C = f_C(\sigma_R) = a_C \sigma_R + b_C, \quad (1)$$

$$C_C = F_C(\sigma_R) = \alpha_C (m_C + 1) \lg \sigma_R + \beta_C, \quad (2)$$

де $a_C, b_C, \alpha_C, \beta_C$ – емпіричні коефіцієнти.

Для об'єктів з вуглецевих та легованих сталей приймають [2]: $a_C = 0,027$; $b_C = 1,4$; $\alpha_C = 0,997$; $\beta_C = 4,0 + 0,5(2,5 - \lg \sigma_R)^2$, при $\lg \sigma_R \geq 2,5$ $\beta_C = 4,0$ (у середньому $\beta_C = 4,25$).

Рівняння визначення границі витривалості було отримано в результаті підстановки залежностей (1) і (2) в математичне вираження лінійної гіпотези підсумовування пошкоджень

$$\sum_{i=1}^p n_i / N_i = \sum_{i=1}^p n_i \cdot 10^{0,997(0,027+2,4)\lg \sigma_R + \beta - (0,027\sigma_R + 1,4)\lg \sigma} = 1, \quad (3)$$

де n_i – число циклів навантаження на i -тому рівні навантаження; N_i – довговічність по кривій втоми на i -тому рівні навантаження; p – число рівнів навантаження.

Наведена залежність заслуговує на увагу тому, що вона стала базою для розробки цілого ряду прискорених методів, заснованих на взаємозв'язках параметрів інших моделей кривої втоми, у тому числі методів оцінки характеристик опору втомі в корозійних середовищах [3]. Крім того, ці взаємозв'язки дозволили розрахунковим шляхом визначати як характеристики опору втомі, так і характеристики їхнього розсіювання за будь-яких заданих режимів навантаження, тобто реалізувати метод віртуального моделювання експерименту.

Методи, засновані на випробуваннях одного об'єкта, мають дуже важливу особливість. Вони з певною мірою достовірності дозволяють визначати індивідуальні характеристики опору втомі, властиві конкретному об'єкту. Насправді, під час реалізації цих методів, випробовують завжди кілька об'єктів із єдиною метою опосередкування результату чи отримання характеристик розсіювання.

З обробки іншого масиву експериментальних даних було отримано рівняння регресії як нелінійних функцій моделі кривої втоми Вейбулла. Ці залежності були отримані в результаті статистичної обробки параметрів 388 кривих втоми деталей і зразків з вуглецевих і легованих сталей. При цьому масив формувався так, щоб у нього потрапили дані, що відображають вплив виду напруженого стану, концентрації напружень, масштабного фактору, марки сталі, механічної та хіміко-термічної обробки, поверхневого зміцнення, а також різних поєднань цих факторів.

$$m_W = f_W(\sigma_R) = \frac{1}{a_{W1}\sigma_R^{0,01} - b_{W1}} - 1 = \frac{1}{5,254\sigma_R^{0,01} - 5,038} - 1, \quad (4)$$

$$C_W = F_W(\sigma_R) = \lg \frac{(\alpha_{W1}\sigma_R + \beta_{W1})^{m_W+1}}{m_W + 1} = \lg \frac{(7,029\sigma_R + 3599)^{m_W+1}}{m_W + 1}, \quad (5)$$

де $a_{W1}, b_{W1}, \alpha_{W1}, \beta_{W1}$ – емпіричні коефіцієнти.

Як і у випадку зі статечним рівнянням, рівняння для визначення границі витривалості отримуємо в результаті підстановки залежностей (4) і (5) математичний вираз лінійної гіпотези підсумовування пошкоджень

$$\begin{aligned} (\sigma_P - \sigma_R)^{\frac{1}{5,254\sigma_R^{0,01} - 5,038}} &= \frac{\alpha}{5,254\sigma_R^{0,01} - 5,038} \times \\ &\times \lg \left[(5,254\sigma_R^{0,01} - 5,038)(7,029\sigma_R + 3599)^{\frac{1}{5,254\sigma_R^{0,01} - 5,038}} \right] \end{aligned} \quad (6)$$

де α – швидкість збільшення амплітуди напружень.

Обидва рівняння (3) та (6) вирішуються методом послідовних наближень щодо σ_R за допомогою ЕОМ.

ЛІТЕРАТУРА

- 1 Олійник М.В., Скляр С.П. Прискорені випробування на втому. – К.: Наук. думка, 1985. – 304 с.
- 2 Олійник М.В. Витривалість деталей машин. – К.: Техніка, 1979. – 200 с.
- 3 Олійник М.В., Конопльов А.В. Визначення індивідуальних характеристик опору корозійної втоми // Заводська лабораторія. – 1994. – № 12. – С. 43-46.

Коростильов Л.І., Дядюра Є.Ю.

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, Україна

ПРО НАПРУЖЕНИЙ СТАН І ВТОМНУ МІЦНІСТЬ СТІНОК БАЛОК КОРПУСУ СУДЕН

Обшивка корпусу суден різних типів підкріплюється набором повздовжнього і поперечного напрямків, який представляє собою профілі різних форм поперечного перерізу (катаний або зварний), а також балки значної висоти з двома приєднаними поясками чи одним приєднаним від обшивки і одним вільним.

При оцінці статичної міцності таких елементів конструкцій на практиці використовують розрахункові формули технічної теорії згинання балок, які ще в ХІХ столітті були запропоновані Нав'є для нормальних напружень σ і професором Д.І. Журавським для дотичних напружень τ . До того ж для

визначення середніх значень дотичних напружень величину перерізуючої сили Q ділили на площу поперечного перерізу стінки ω .

Запропонована професором Д.І. Журавським формула для визначення значення τ як

$$\tau = \frac{QS_{\epsilon}}{I\delta}, \quad (1)$$

де I – осьовий момент інерції площі поперечного перерізу балки; S_{ϵ} – статичний момент відсіченої площі; δ – ширина по лінії відсічення, побудована на аналізі роботи при згинанні балок із незначним по висоті поперечним перерізом [1].

Використання вказаної формули для балок суднових корпусних конструкцій можна сприймати дещо умовним. Стінки балок суднових конструкцій мають низку конструктивних особливостей, які безперечно можуть впливати на характер розподілу напружень τ по висоті стінки.

Основними конструктивними особливостями стінок балок корпусних конструкцій є наявність в них центрально розташованих вирізів, які можуть мати підкріплення, вирізів для проходу балок взаємно перпендикулярного напрямку, установку підкріплюючих елементів у вигляді ребер як по висоті, так і вздовж стінки. Ці конструктивні особливості можуть суттєво впливати на характер розподілу як нормальних σ , так і дотичних напружень τ , що становить під сумнів використання, в першу чергу, формулу Д.І. Журавського. Проте, враховуючи її зручність у практичному користуванні, доцільно внести до неї конкретні корективи, які б враховували конструктивні особливості стінок балок суднового корпусу.

Треба також мати на увазі, що наявність конструктивних особливостей стінок корпусних конструкцій створює зони концентрації напружень. Враховуючи реальну змінність навантажень на суднові конструкції можна очікувати появу втомних тріщин в зонах концентрації напружень, що призведе до зниження їх надійності. Цей аспект необхідно обов'язково враховувати при проектуванні балок суднових корпусних конструкцій. Тим більше, що з'єднання елементів в конструкціях виконується зварюванням. Як відомо, зварні шви представляють собою теж концентратори напружень. Тому задача оптимального проектування стінок балок в конструкціях корпусу судна повинна враховувати умови як статичного, так і динамічного навантаження.

ЛІТЕРАТУРА

1 Коростильов, Л.І., Лугінін О.Є., Спіхтаренко В.В. та ін.; за ред. д-ра техн. наук Коростильова Л.І. *Опір матеріалів: навчальний посібник*. – Миколаїв: НУК, 2019. –300с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ ПОСТОЯННОЇ НАПРУГИ МОДУЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

Перетворювачі постійної напруги – ППН знаходять широке застосування у сучасних системах електроживлення суднових радіотехнічних пристроїв та телекомунікаційного обладнання, забезпечуючи роботу технологічного обладнання на морських підприємствах, об'єктах енергетики, в суднових системах охоронної та пожежної сигналізації тощо. Використання в ППН імпульсного принципу перетворення електричної енергії сприяє покращенню техніко-економічних показників джерел вторинного електроживлення (підвищення енергоефективності, зменшення обсягу та маси тощо).

Модульний принцип побудови імпульсних перетворювачів – з N однотипних взаємозамінних (модулів) перетворювачів постійної напруги (ППН) – силових каналів (СК) – забезпечує підвищення їх надійності, технологічності та зниження трудомісткості їх виготовлення, підвищення рівня уніфікації та стандартизації, а також сприяє вирішенню питань резервування, адаптації до змін режимів їхньої роботи, економії електроенергії.

У перетворювачах модульної структури розрізняють синфазне, багатофазне та асинхронне функціонування силових каналів СК (СК1, СК2, ..., СК N).

Вирішення зазначеного протиріччя між масогабаритними та енергетичними показниками імпульсних ППН модульної структури досягається переходом до багатофазного принципу перетворення електроенергії. В цьому випадку один імпульсний процес перетворення електричної енергії розбивається на кілька N процесів (за кількістю силових каналів), які зсуваються в часі відносно один одного і скуються в загальних колах їхнього протікання.

При проектуванні перетворювачів постійної напруги актуальними є питання підвищення ефективності використання та перетворення електричної енергії, покращення їх навантажувальних та перехідних характеристик та масогабаритних показників.

Однак, на сьогоднішній день енергетичні показники імпульсних перетворювачів модульної структури з силовими каналами - СК понижуючого типу з автотрансформаторним включенням дроселя при граничному режимі функціонування з однофазним і багатофазним принципами перетворення є малодослідженими, що значною мірою стримує широке їх використання.

Використання автотрансформаторного включення силового дроселя або кількості силових каналів дозволяє змінити величину як максимальних, так і діючих значень напруг і струмів у силових елементах, при цьому величина втрат в окремих елементах силового каналу може збільшитися, так і зменшитися. Таким чином, на практиці можлива ситуація, коли збільшення втрат в одному

елементі (наприклад, у діоді) за рахунок зміни коефіцієнта трансформації дроселя може зменшити втрати в інших елементах силового каналу (транзистор, дросель) та збільшити ККД перетворювача в цілому.

Математичні моделі можна використовувати при розробці спеціалізованого програмного забезпечення для розрахунку та дослідження енергетичних параметрів ППН. Однак у зазначених математичних моделях різні схемотехнічні рішення ППН та їх режими роботи описані окремими співвідношеннями. Зазначені недоліки суттєво ускладнює розробку алгоритмів розрахунку.

Застосування окремих співвідношень, що описують різні режими роботи та типи силових каналів, викликає складнощі у спільному використанні в одному комплексі програмного забезпечення з узагальненими математичними моделями електричних процесів. Такий підхід до визначення енергетичних параметрів як окремо взятих k -х СК, так і в ППН в цілому пов'язаний з необхідністю визначення характеру струму в дроселі перетворювача, розрахунку критичної індуктивності, коефіцієнта накопичення або коефіцієнта передачі за напругою і т.п., що робить розрахунки громіздкими та значно збільшує час обчислень за співвідношеннями, що описують різні режими роботи. Шляхом вибору коефіцієнта трансформації дроселя можна збільшити або зменшити відносні діючі струми силових комутуючих елементів. При цьому рівень впливу коефіцієнта трансформації дроселя залежить як від величини коефіцієнта накопичення, так і від величини відносної напруги живлення. Вибір коефіцієнта трансформації дроселя дозволяє вирівняти відносні значення діючих струмів силових комутуючих елементів. Однак ступінь впливу коефіцієнта трансформації дроселя на величини відносних діючих струмів силових елементів різна.

Таким чином, здійснити поліпшення енергетичних параметрів ППН можливо за допомогою вирівнювання значень діючих струмів у силових комутуючих елементах.

ЛІТЕРАТУРА

1 Кочетков О.В., Машін В.М., Іовчев С.І., Харченко Р.Ю. Енергетичні параметри перетворювачів постійної напруги модульної структури при граничному режимі функціонування // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць, 2025. № 1 (75). С. 80-95. DOI 10.47049/2226-1893-2025-1-80-95

2 Малявін І.П. Математична модель електричних процесів багатофазних імпульсних перетворювачів постійної напруги при безрозривних струмах дроселів силових каналів. Матеріали XI міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика», 23.11.2021-24.11.2021, Одеса: НУ ОМА, 2021, С. 51-54.

3 Kharchenko R. Y., Kochetkov A. V., Mikhaylenko V. S. Analysis of methods for automated research of DC voltage converters of modular structure. Radio Electronics, Computer Science, Control, 2022, № 3, P. 7-21.

ІННОВАЦІЙНІ МАТЕРІАЛИ У ВИРОБНИЦТВІ ПОРТОВОГО ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ НА ПРИКЛАДІ УКРАЇНСЬКИХ ПОРТІВ

Сучасне портове перевантажувальне обладнання вимагає застосування інноваційних матеріалів, які забезпечують високу міцність, довговічність та екологічну стійкість. У статті розглянуто новітні матеріали, що використовуються у виробництві портової техніки, включаючи високоміцні сталі, композити, полімери та наноматеріали. Проаналізовано їх застосування на прикладі українських портів, зокрема Одеського, Миколаївського та Чорноморського морських торговельних портів, а також їхній вплив на технічний стан перевантажувального обладнання.

Розвиток морських портів України та збільшення обсягів перевалки вантажів вимагають вдосконалення портового обладнання. Основними викликами є підвищення надійності, зниження експлуатаційних витрат та зменшення екологічного впливу. Використання сучасних матеріалів із покращеними характеристиками є одним із ключових факторів підвищення ефективності портових механізмів. Дослідження показують, що застосування інноваційних матеріалів може збільшити термін експлуатації обладнання на 30-50% та знизити витрати на технічне обслуговування до 25%.

Впровадження новітніх матеріалів у портах України позитивно впливає на експлуатаційні характеристики перевантажувального обладнання. Це підтверджується тим, що застосування високоміцних сталей та нанопокриттів у мостових кранах Одеського порту дозволило продовжити термін служби конструкцій на 40%. Нержавіючі сталі Duplex 2205 у Миколаївському порту зменшили витрати на антикорозійний захист на 35%. Використання алюмінієвих сплавів у мобільних перевантажувачах Чорноморського порту сприяло підвищенню маневровості техніки на 20%. Впровадження полімерних напрямних у Миколаївському порту зменшило потребу в мастильних матеріалах на 50%. Полімерні покриття з графеновими наночастинками у Чорноморському порту збільшили стійкість до механічного зношування на 60%.

Українські морські порти активно використовують високоміцні сталі для виготовлення перевантажувального обладнання. Одеський порт застосовує сталеві конструкції з мікрولةгованих сталей S690 та S960 для мостових кранів, що дозволяє зменшити їхню вагу на 20% та підвищити навантажувальну здатність. Миколаївський порт використовує нержавіючу сталь Duplex 2205 для суднових причалів, що значно збільшує стійкість до корозії у морському середовищі. Чорноморський порт впроваджує алюмінієві сплави (6061-T6) у конструкціях мобільних перевантажувачів, що зменшило їхню вагу на 30%, покращуючи мобільність техніки.

Використання композитних матеріалів значно покращило експлуатаційні характеристики портового обладнання. В Одеському порту склопластикові (GRP) панелі використовуються в ангарах для сипучих вантажів, що забезпечує їхню міцність і стійкість до агресивного середовища. У Миколаївському порту полімерні армовані напрямні зменшили тертя та збільшили строк служби перевантажувальних механізмів на 40%.

Полімери та наноматеріали широко застосовуються у портах України. У Чорноморському порту поліетилен високої щільності (UHMWPE) у вантажних транспортерах дозволив знизити знос поверхонь у три рази. В Одеському порту наноструктуровані покриття з TiN та DLC значно підвищили зносостійкість кранів. У Миколаївському порту використання супергідрофобних покриттів із фторполімерів зменшило прилипання сипучих матеріалів до перевантажувальних механізмів, що підвищило ефективність їхньої роботи.

Оскільки морські порти України зазнають впливу агресивного середовища, захист від корозії є важливим аспектом їхньої роботи. В Одеському порту гаряче цинкування сталевих конструкцій причалів збільшило їхній термін служби на 50%. У Миколаївському порту електрохімічний анодний захист у металевих підйомних механізмах дозволив знизити швидкість корозії на 80%. Полімерні покриття з графеновими наночастинками, що застосовуються у Чорноморському порту, ефективно захищають вантажні платформи від морської корозії.

Застосування інноваційних матеріалів у виробництві портового перевантажувального обладнання на прикладі українських портів демонструє значні переваги у підвищенні експлуатаційних характеристик, зменшенні витрат на обслуговування та покращенні екологічної ефективності. Використання високоміцних сталей, композитів, полімерів та наноматеріалів сприяє підвищенню продуктивності обладнання, зменшенню впливу на навколишнє середовище та покращенню технічного стану портової інфраструктури.

ЛІТЕРАТУРА

- 1 Smith J., "Advances in Port Equipment Materials", Maritime Engineering Journal, 2023.
- 2 Liu Y., "Nanocoatings for Corrosion Protection in Marine Applications", Materials Science Review, 2022.
- 3 European Steel Association, "High-Strength Steel in Heavy Machinery", 2021.
- 4 International Journal of Composite Materials, "The Role of Fiber-Reinforced Polymers in Industrial Equipment", 2023.
- 5 Аналітичний звіт Міністерства інфраструктури України, "Модернізація морських портів України", 2023.
- 6 Офіційний звіт Адміністрації морських портів України, "Інновації у портовій перевантажувальній техніці", 2024.

ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАПРУЖЕНЬ У КОНСТРУКЦІЯХ СУХОВАНТАЖНОГО СУДНА

Суднокорпусні конструкції сприймають змінні навантаження різного походження. Такі навантаження призводять до зародження втомних тріщин в осередках концентрації напружень. Забезпечення втомної міцності, поряд із забезпеченням граничної міцності, є умовою визначення розмірних параметрів конструктивних вузлів.

Оцінка втомної міцності конструкцій корпусу судна може бути виконана за спрощеною процедурою, яка пояснена у [1-3]. Вона базується на встановленні величин розмаху еквівалентних змінних напружень $\Delta\sigma_p^\Sigma$ із експлуатаційною забезпеченістю, що діють на вузол. Такі напруження визначають наступною формулою:

$$\sigma_p^\Sigma = \sqrt{\sum_{j=1}^3 \sigma_j^2 + 2 \sum_{j=1}^3 \sum_{v=1}^3 \rho_{jv} \sigma_j \sigma_v},$$

де σ_j – складові розмахів змінних напружень від загального повздовжнього згину корпусу судна, згину перекриття та балки у досліджуваній точці із експлуатаційною забезпеченістю; $\rho_{jv} \approx \pm 0,5$ – коефіцієнти кореляції складових напружень, що розглядаються.

На базі таких напружень можна побудувати їх довготерміновий розподіл за законом Вейбулла та оцінити втомну міцність та довговічність конструкції у досліджуваній точці.

Складові σ_j можуть бути визначені відповідно до [4] з експлуатаційною забезпеченістю, яка в цілому становить від 10^{-3} до 10^{-5} . Визначення цих складових можливо з використанням технічної теорії згину балок або з використанням скінченно-елементного аналізу. У випадку останнього можуть бути застосовані 3-вимірні або 2-вимірні моделі, побудовані на базі балкових, оболонкових або 3-вимірних елементів. При цьому можуть бути використані ізольовані від корпусу моделі з відповідними граничними умовами [5], або моделі відсіків судна в цілому. Останній варіант дозволить врахувати більше точно умови роботи досліджуваного конструктивного вузла у складі корпусу судна.

Отже, інтерес представляє порівняння між собою різних моделей та підходів до визначення еквівалентних експлуатаційних напружень. Таке порівняння було виконано на прикладі вузла перетину подвійного дна та шпангоуту суховантажного судна ($L_{pp} = 139$ м).

Результати визначення еквівалентних експлуатаційних напружень σ_p^Σ для зазначеного раніше вузла за використанням 3-вимірних стержньових моделей відсіку в цілому та плоских стержньових моделей перекриття представлені у

табл. 1. Розрахунки були виконані для розрахункових станів “судно у повному вантажі” та “судно в баласті”.

Таблиця 1 – Результати застосування тривірних та двовірних скінченно-елементних моделей для розрахунку еквівалентних експлуатаційних напружень

Розрахункова величина	Тип стержньової моделі, що застосовувався	РС «судно у повному вантажі»	РС «судно в баласті»
Еквівалентне напруження із забезпеченістю $10^{-5}\sigma_{p\Sigma}$, МПа	Тривимірна	55,01	83,45
Еквівалентне напруження із забезпеченістю $10^{-5}\sigma_{p\Sigma}$, МПа	Плоска	82,13	91,93

ВИСНОВКИ

1 Визначено розмахи сумарних еквівалентних напружень із експлуатаційною забезпеченістю, що діють на суднокорпусний вузол перетину шпангоуту із другим дном в районі середини другого відсіку корпусу суховантажного судна.

2 Встановлено, що результати, отримані із використанням плоскої стержньової скінченно-елементної моделі перекриття судна, перевищують отримані за допомоги тривимірної моделі вісіку в цілому.

3 Таким чином, застосування ізольованих від корпусу судна плоских моделей судових перекриттів до визначення еквівалентних експлуатаційних напружень у суднокорпусних конструкціях призводить до завищених результатів. Таким чином, при використанні таких напружень до оцінки втомної міцності вузлів, результати будуть із запасом в безпечний бік.

ЛІТЕРАТУРА

- 1 IACS. (July 1999). Fatigue assessment of ship structures (Recommendation No. 56).
- 2 Blagojević B., Domazet Ž. Simplified procedures for fatigue assesement of ship structures. *10th International Congress of the International Maritime Association of the Mediterranean IMAM 2002 (Rethymnon, Crete, 13th–17th May 2002)*. Rethymnon, 2002.
- 3 Литвиненко, Д.Ю. (2017). Методики розв’язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів при нерегулярному навантаженні на базі експериментально-теоретичного методу. *Вісник Одеського національного морського університету*, 4(53), 110–125.
- 4 Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Т.2. – Київ: Регістр судноплавства України, 2020.
- 5 Сердюченко А. М., Лугінін О. Є., Коршиков Р. Ю., Дудченко О. М., Коршиков Ю. С. Основи теорії пружності, будівельної механіки, міцності, та вібрації суден: навчальний посібник / за ред. А. М. Сердюченка. Миколаїв: НУК, 2012. 422 с.

ДОСВІД ПРОЄКТУВАННЯ РЕВОЛЬВЕРНОЇ МЕХАНІЗОВАНОЇ ПАРКОВКИ

У міру зростання кількості автомобілів та інших транспортних засобів у містах, зростає також попит на земельні ресурси для будівництва, промисловості, житла та сільськогосподарських потреб. Це веде до браку землі для паркувальних місць у містах. Як наслідок, щоденно виникають великі затори: водії довго шукають вільні місця для паркування біля офісів, шкіл та місць роботи. Ці затори призводять до втрати безцінних людино-годин, які можна було б використати на більш продуктивні справи. Таким чином, існує нагальна потреба в автоматизованих системах паркування, здатних ефективно використовувати обмежений простір, скорочувати витрати часу та забезпечувати екологічно чисті рішення для проблеми заторів на паркуваннях.

Револьверна парковка, яку ще називають «роторною системою паркування автомобілів» — це компактне автоматизоване рішення, призначене для максимальної ефективності паркування, особливо в місцях з обмеженим простором. Тут використовується обертовий механізм для зберігання та вилучення транспортних засобів у вертикальній структурі, схожій на карусель (рис. 1).

Принцип роботи револьверної парковки полягає в наступному. Водій заїжджає автомобілем на платформу (паркувальне місце) на нижньому рівні. Система автоматично фіксує автомобіль на платформі, після чого механізм починає обертання. Платформи з автомобілями рухаються по замкненій траєкторії (по колу) вертикально – вгору або вниз. Це дозволяє піднімати автомобілі на потрібний рівень для зберігання або видачі. Коли водій хоче забрати свій автомобіль, він вводить ідентифікаційний код (наприклад, через пульт або додаток). Система знаходить платформу з автомобілем і повертає її на нижній рівень для видачі.

Розміри одного машино-місця на автостоянках зберігання автомобілів середнього класу (з врахуванням мінімально припустимих зазорів безпеки 0,5 м) – складають $B = 2,5$ м, $L = 5,3$ м. Для тимчасових автостоянок допускаються розміри стоянки $2,3 \times 5,0$ м. Зазори безпеки допускається збільшувати до 0,7 м. З урахуванням того, що довжина секції може бути більше довжини автомобіля, тому, що автомобіль має припаркуватися паралельним паркуванням маючи обмеження з двох боків. Приймаємо довжину платформи 6,8 м. Ширина секції 2,5 м. Висота приміщень для зберігання автомобілів від підлоги до низу виступаючих будівельних конструкцій і підвісного устаткування повинна перевищувати не менше як на 0,2 м висоту найбільш високого автомобіля і бути не менше ніж 2,0 м. Так як висоту автомобіля обмежує тільки штанга платформи можливо зменшити припустиму висоту. Приймаємо висоту 1,7 м. Приймаємо відстань від днища платформи до підвісу наступної платформи 1200 мм.

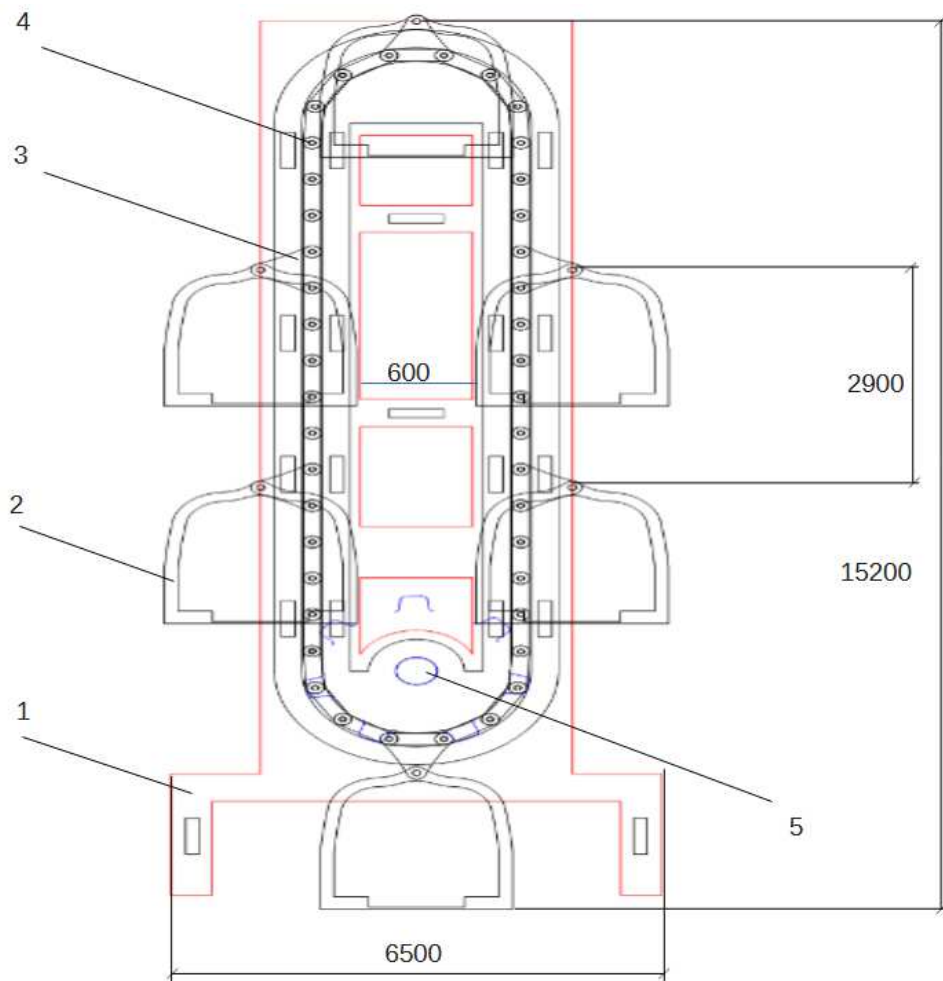


Рисунок 1 – Конструкція револьверної парковки:

1 – корпус, 2 – платформа (люлька), 3 – трикутник, 4 – роликовий ланцюг, 5 – зірочка

Прийнято висоту трикутника, закріпленого на ланцюгу 400 міліметрів. При розташуванні платформи-люльки у верхньому положенні, для визначення відстані її днища від підвіса нижньої платформи наступної платформи, маємо віднімати висоту трикутника. Тоді отримуємо 800 мм. При розташуванні платформи-люльки у нижньому положенні маємо додати висоту трикутника – 1600 мм. Так як в одному випадку висота трикутника віднімається, а в іншому додається, будемо вважати, що всі відстані між платформами люльками однакові і дорівнюють 1200 міліметрів.

Розрахуємо загальну висоту парковки для шести автомобілів

$$H = 1700 \cdot 4 + 1200 \cdot 3 = 15200 \text{ мм.}$$

ЛІТЕРАТУРА

1 Іванов, В. В., Мотулько, Б. В., Харсун, А. М. (2004). Проектування деталей машин з використанням AutoCAD. Видавництво АО БАХВА.

2 Skrzyniowski, A. (2016, September). Modelling and optimization of rotary parking system. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 148, No. 1, p. 012051). IOP Publishing.

МОДЕЛЮВАННЯ ПОТОКІВ РІДИНИ НАВКОЛО ГВИНТІВ, ПРИ КАВІТАЦІЇ ЗА ДОПОМОГОЮ ANSYS FLUENT

Кавітація гребних гвинтів – це процес утворення та руйнування бульбашок пару або газу в рідині, що відбувається, коли тиск на поверхні гвинта падає нижче парціального тиску рідини. Це явище може призводити до серйозних пошкоджень лопатей гвинтів, втрати ефективності і загрози для експлуатації судна.

До основних параметрів кавітації можна віднести парціальний тиск рідини: мінімальний тиск, при якому рідина починає випаровуватися, утворюючи бульбашки пару; тиск на лопаті гвинта: зазвичай змінюється по колу та віддаленню від центру гвинта; та швидкість потоку, що визначає, як швидко рідина рухається по лопаті, що прямо впливає на тиск.

Кавітація починається, коли тиск на лопаті гвинта опускається нижче парціального тиску рідини. Це зазвичай трапляється на наступних ділянках: на кінцях лопатей гвинта, на ділянках з високою швидкістю потоку рідини.

Для аналізу кавітації використовуються зазвичай такі рівняння:

$$P_{min} = P_{ambient} - \frac{\rho V^2}{2}$$

де P_{min} – мінімальний тиск на лопаті; $P_{ambient}$ – атмосферний тиск; ρ – густина рідини; V – швидкість потоку.

Кавітаційний коефіцієнт:

$$\sigma = \frac{P_{min} - P_{vap}}{\frac{\rho V^2}{2}}$$

де P_{vap} – тиск насичених парів рідини.

З метою аналізу та моделювання використовуються чисельні методи, такі як методи кінцевих елементів (FEM) або методи CFD (Computational Fluid Dynamics), для моделювання потоків рідини навколо гвинтів і визначення місць, де може виникнути кавітація. Для цього розраховують тиск в різних точках лопаті, швидкість потоку на різних радіусах, розподіл тиску по діаметру гвинта.

Для запобігання або мінімізації кавітації на гребних гвинтах використовують спеціальне проектування лопатей (зміна кута атаки, форма профілю); використання матеріалів, що зменшують ризик пошкоджень від кавітаційних потоків; регулювання оборотів гвинта і зміна умов роботи судна. Завдяки розрахункам і аналізу кавітаційних процесів можна оптимізувати конструкцію гребного гвинта, зменшити його пошкодження та підвищити ефективність роботи судна.

Моделювання потоків рідини навколо гвинтів при кавітації є складною задачею, яка потребує врахування багатьох фізичних явищ, включаючи: гідродинаміку (динаміку рідини навколо гвинта), кавітаційні ефекти (утворення і колапс бульбашок пари), взаємодію гвинта з потоком.

До методів моделювання можна віднести такі: чисельне моделювання CFD (Computational Fluid Dynamics); використання методів RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) або LES (Large Eddy Simulation); використання спеціальних кавітаційних моделей, таких як модель Зорковича або Singhal; гідродинамічні експерименти: лабораторні випробування в кавітаційних тунелях; високошвидкісна відеозйомка утворення кавітаційних бульбашок; гібридні підходи: поєднання CFD з емпіричними моделями та експериментальними даними.

Модель кавітації Вентурі в ANSYS Fluent використовується для моделювання процесів, пов'язаних із зниженням тиску в рідині, що може призводити до утворення кавітаційних бульбашок. Ця модель базується на принципах механіки рідин і враховує зміни тиску в потоці, які виникають, коли рідина проходить через звуження, подібно до дюзи Вентурі.

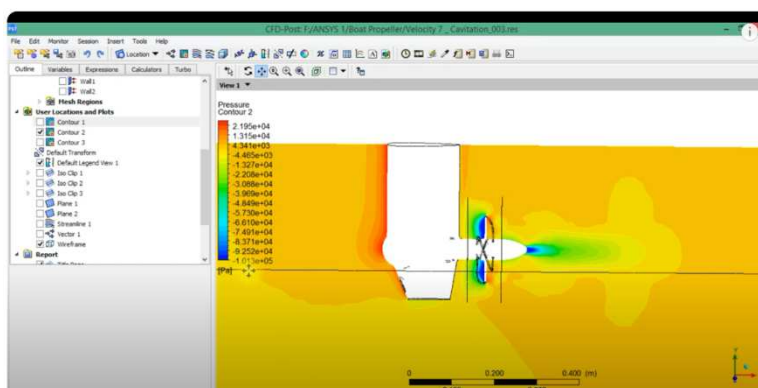


Рисунок 1 – Модель кавітації Вентурі

Основні аспекти моделі кавітації Вентурі:

1 Зниження тиску: Коли рідина проходить через звуження, швидкість потоку збільшується, а тиск знижується. Якщо тиск падає нижче тиску насичення рідини, починає утворюватися кавітація.

2 Утворення бульбашок: При досягненні критичного тиску в рідині виникають кавітаційні бульбашки, які можуть впливати на характеристики потоку, такі як опір і турбулентність.

3 Відновлення тиску: Після проходження через звуження, коли рідина знову розширюється, тиск може відновитися, і кавітаційні бульбашки можуть колапсувати, що може призвести до ударних хвиль і ерозії матеріалів.

4 Застосування: Модель кавітації Вентурі часто використовується в гідравлічних системах, насосах, турбінах та інших пристроях, де важливо розуміти поведінку рідини в умовах кавітації.

ПРОФЕСОР ЯКИМОВ ОЛЕКСАНДР ВАСИЛЬОВИЧ І СУЧАСНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

100 років тому, 16 березня 1925 року, народився видатний вчений-технолог, Заслужений діяч науки України, Лауреат Державної премії України, доктор технічних наук, професор Якимов Олександр Васильович. Все своє багаторічне творче життя він присвятив розвитку машинобудування, створенню нових зразків техніки і технологій сучасного машинобудування. Ще за життя його визнано класиком технології машинобудування, а створена ним наукова технологічна школа із проблем підвищення якості поверхневого шару оброблюваних деталей технологічними методами і зараз займається вирішенням важливих проблем машинобудування.



Професор Якимов Олександр Васильович

Перші наукові роботи Якімова О. В. вийшли в світ під час його навчання в очній аспірантурі та виконання кандидатської дисертації на тему: "Дослідження жорсткості металоріжучих верстатів типу МААГ", яку він захистив у 1956 році. У цій роботі відображено технологічні та конструкційні питання виготовлення авіаційних двигунів, оскільки Якимов О. В. навчався в авіаційному інституті та довгий час працював на машинобудівному заводі із виготовлення авіаційних двигунів. Це дозволило йому домогтися значних результатів з покращення експлуатаційних показників авіаційних двигунів. Отже, дисертаційна кандидатська робота Якімова О. В. є яскравим прикладом того, коли фундаментальні (конструкційні) теоретичні рішення, які є основою виготовлення таких наукомістких виробів як авіаційні двигуни, доповнено новими технологічними рішеннями. У подальших дослідженнях він розширив тематику зубошліфування новими теоретичними підходами у напрямі технологічного забезпечення високоякісної обробки зубчастих коліс через управління тепловою напруженістю шліфування та зменшення температури різання. У своїй докторській дисертації на тему "Технологічні основи процесу шліфування кругами з переривчастою робочою поверхнею", яку захистив у 1970 році, він запропонував принципово нові теоретичні підходи до створення

наукомістких надзвичайно ефективних технологій шліфування. Розроблений метод переривчастого шліфування став важливим досягненням у його науковій творчості та водночас важливим етапом у становленні загальних технологічних знань. Він відкрив нові обрії підкорення людиною законів теплофізики, механіки, хімії, матеріалознавства та інших наук. Метод переривчастого шліфування увійшов у світ науки, освіти, виробництва з новими технологічними можливостями високоякісного виготовлення машин і систем та отримав всесвітнє визнання. Його практичне застосування дозволяє виключити теплове насичення поверхневих шарів оброблюваної деталі, зменшує температуру їх нагрівання та забезпечує високоякісну обробку (зникають температурні дефекти на оброблюваних поверхнях, які властиві процесу шліфування). Встановлено, що в умовах переривчастого шліфування зменшення температури різання відбувається у двох напрямках, пов'язаних із переривчастим характером взаємодії круга з оброблюваною деталлю і можливістю підтримання в процесі шліфування високої ріжучої здатності круга. Такого подвійного фізичного ефекту обробки не можна досягнути іншими методами абразивної обробки.

Більше 60 його учнів захистили докторські та кандидатські дисертації, у тому числі пов'язані із створенням та розвитком прогресивного методу переривчастого шліфування. За свою багаторічну наукову діяльність Якимов Олександр Васильович підготував понад 400 наукових праць, включаючи підручники, монографії, наукові статті, патенти та винаходи. Його підручники із технології машинобудування стали класичними, за ними навчаються не тільки здобувачі вищої освіти, а й досвідчені фахівці та працівники машинобудівних підприємств. Олександр Васильович багато років працював завідувачем кафедри «Технологія машинобудування» в Одеському політехнічному інституті. Тут він зумів найповніше розкрити свій могутній талант і накопичений за багато років роботи практичний досвід. Постійно займався проведенням науково-технологічних семінарів, підготував багато наукових праць, отримав до 100 авторських свідоцтв на винаходи. У результаті активної наукової діяльності Якимова О.В. Одеський політехнічний інститут став одним із найпривабливіших центрів технологічної науки.

Олександр Васильович мав великий дар наукового передбачення, енциклопедичні знання і досвід роботи у виробництві. До нього, як магнітом приваблювало молодих дослідників, які присвятили себе науковій діяльності. Він дуже любив студентську молодь і всіма силами намагався розвивати у студентів потяг до знань та пізнання невідомого. Це йому вдавалося, за що вони все життя дякували своєму Вчителю. І зараз, всі, хто знав Олександра Васильовича, вшановують і пам'ятають його приємну усмішку на обличчі, доброзичливість, чуйність, підтримку всіх цікавих починань і дуже повчальні поради у наукових чи життєвих питаннях. Таким ми пам'ятаємо Якимова Олександра Васильовича – видатного вченого-технолога із багатогранними фізико-математичними та інженерними знаннями і чудову ЛЮДИНУ.

ОЦІНКА ЗАПАСІВ МІЦНОСТІ СУДНОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗА МЕТОДОМ ГРАНИЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Метод граничних навантажень (МГН) заснований на вивченні умов рівноваги конструкцій в кінематично змінному стані, який передує руйнуванню.

Головна практична цінність методу полягає в можливості отримання простих співвідношень між граничними значеннями навантажень, розмірами і геометричними характеристиками конструкцій без розкриття їх статичної невизначеності на базі тільки рівнянь статички.

Напружений стан матеріалу конструкції, при якому окремі його елементи зазначають напруження, яке дорівнює границі плинності, а окремі елементи – менше границі плинності, називається пружно-пластичним.

Вивчення роботи конструкцій в області пружно-пластичного стану має велике практичне значення, оскільки дозволяє встановити **руйнівне навантаження** для конструкції і, отже, дійсний запас її міцності.

При звичайних розрахунках міцності в пружній області використовується отримана на підставі дослідів діаграма розтягу. Для суднобудівельних сталей вона має вигляд, показаний на рис. 1.

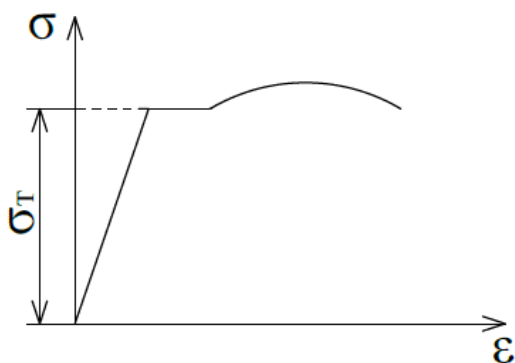


Рисунок 1

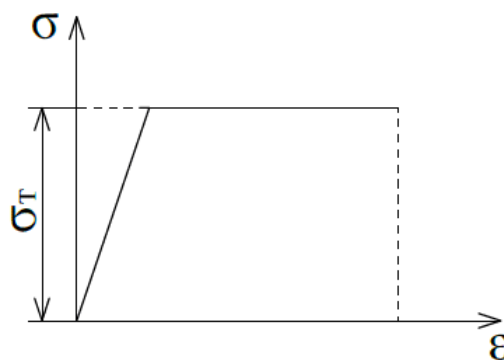


Рисунок 2

Проте, така залежність між напруженнями і деформаціями достатньо складна, і в розрахунках у пружно-пластичній стадії зазвичай користуються спрощеною (умовною) діаграмою розтягу, яка відома під назвою діаграми Прандтля для ідеально пружно-пластичного матеріалу (рис. 2). Таке, спочатку пружне, а потім ідеально-пластичне тіло, в цілому, задовільно апроксимує поведінку багатьох конструкційних матеріалів.

Вигинаючий момент, при якому у всьому перерізі балки діє напруження, яке дорівнює границі плинності, називається граничним моментом M_o , і становище перерізу визначається як граничне. Перерізбалки, що досяг граничного стану, називається **пластичним шарніром**.

Величина граничного моменту для перерізу будь-якої форми визначається за виразом:

$$M_o = \sigma_T \frac{F}{2} c, \quad (1)$$

де F – повна площа перерізу; c – відстань між центрами тяжіння стислої і розтягнутої половин перерізу.

Величина $W_{nl} = \frac{F}{2} c$ – називається **пластичним моментом опору** (за аналогії з моментом опору при пружному згині).

Легко визначити W_{nl} для профілів, що мають горизонтальну вісь симетрії. Так, наприклад, для прямокутного профілю висотою h і стороною b пластичний момент опору дорівнює

$$W_{nl} = \frac{F}{2} \cdot \frac{h}{2} = \frac{bh^2}{4}.$$

Звичайний, пружний момент опору цього профілю $W = \frac{bh^2}{6}$.

Теорія граничної рівноваги є розділом теорії пластичності, який об'єднує методи визначення граничних навантажень.

Граничним навантаженням називатимемо найменше значення зовнішнього навантаження, що діє на конструкцію з ідеально-пластичного матеріалу, при якому вона переходить у кінематично змінний стан за рахунок розвинутих у ній пластичних деформацій (тобто перетворюється на механізм).

Під граничним розумітимемо такий стан конструкції, при якому певне число поперечних перерізів елементів конструкції доведене до граничного стану, тобто в них з'явилися пластичні шарніри того або іншого типу.

У складних випадках вибір типів і координат розташування пластичних шарнірів не є єдиним. Дійсному розташуванню пластичних шарнірів відповідає **мінімальне** значення граничного навантаження.

Умови рівноваги даної конструкції в граничному стані формулюються з використанням початку можливих переміщень (кінематичний метод), обчислюючи роботу всіх зовнішніх і внутрішніх сил на відповідних можливих переміщеннях і прирівнюючи її нулю.

Граничне навантаження нерозрізної балки або рами визначається граничним навантаженням її найбільш слабкої ланки (прогону). Кожен прогон нерозрізної балки можна розраховувати незалежно.

Поняття жорсткого закріплення в методі граничних навантажень пов'язане не з жорсткістю опорних конструкцій, як при розрахунках у пружній стадії, а з міцністю опорних конструкцій. Опорну конструкцію для даного прогону можна вважати жорстким закріпленням, якщо вона характеризується тим же або більшим W_{nl} , ніж даний прогон.

Для ілюстрації основних положень МПН розглянуто кілька характерних для суднових конструкцій прикладів.

РОЗВИТОК СТІЙКОСТІ ТА МІЦНОСТІ КРІПІЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ НА КОНТЕЙНЕРОВОЗАХ

У сучасних умовах експлуатації суден та морської техніки стійкість та міцність машин відіграють критично важливу роль. Сучасні судна стикаються з високими навантаженнями, агресивними середовищами та зростаючими вимогами до надійності та довговічності. У зв'язку з цим питання міцності та стійкості машин стають ключовими у судноводженні та енергетиці суден. Яскравим прикладом проблеми стійкості та міцності суднових машин є аварія контейнеровозу MSC Zoe, що сталася у січні 2019 року. Внаслідок екстремальних погодних умов та перевантаження судно втратило 342 контейнери у Північному морі. Аналіз події показав, що причиною стали недостатня міцність механізмів кріплення, перевантаження і конструкційні особливості корпусу, не розраховані на такі високі динамічні навантаження.

Інцидент із MSC Zoe призвів до значних економічних та екологічних наслідків. Величезна кількість контейнерів, що впали в море, містила побутову хімію, пластик та інші потенційно шкідливі речовини, що спричинило забруднення морського середовища та узбережжя. Крім екологічних збитків, судновласник зазнав серйозних фінансових втрат через загублений вантаж, а також витрати на рятувальні операції та судові розгляди.

Після інциденту з MSC Zoe було вжито важливих заходів щодо запобігання подібним випадкам у майбутньому:

- посилення нормативних вимог до конструкцій контейнеровозів, зокрема, до міцності кріпильних елементів;
- розробка нових методів моніторингу навантаження на корпус судна з використанням цифрових датчиків та систем передбачення перевантажень;
- удосконалення логістики та правил завантаження контейнерів з урахуванням більш точних розрахунків стійкості;
- впровадження суворих стандартів щодо оцінки погодних умов, за яких судам заборонено виходити в море за несприятливих прогнозів.

Було вдосконалено кріпильні елементи. Раніше використовувані елементи кріплення, такі як стандартні twist-lock механізми, мали обмежену здатність витримувати екстремальні динамічні навантаження. В умовах сильних хвиль і різких кренів вони могли послаблюватися або навіть виходити з ладу, що призводило до падіння контейнерів за борт.

Основні відмінності нових кріпильних механізмів:

1 Посилені twist-lock замки – модернізовані замки отримали посилену фіксацію, що запобігає мимовільному розмиканню під впливом вібрації та морських хвиль.

2 Гідравлічні фіксатори – нові системи використовують гідравліку для створення надійнішого затиску, який автоматично регулюється залежно від навантаження.

3 Сенсорні системи моніторингу – оснащені датчиками напруги та вібрації, нові елементи кріплення передають дані про стан у реальному часі на капітанський місток, що дозволяє запобігти аваріям.

4 Модульні фіксатори з адаптивним затискачем – ці елементи можуть змінювати силу стиснення залежно від ваги та центру ваги контейнера, забезпечуючи рівномірний розподіл навантаження. Застосування цих технологій та стандартів дозволило значно підвищити стійкість контейнерів до зовнішніх впливів, скоротити ймовірність аварійних ситуацій та покращити загальну безпеку морських перевезень.

Висновки. Аналіз аварії MSC Zoe показав, що недостатня міцність кріпильних елементів та перевантаження судна можуть призводити до серйозних наслідків, включаючи екологічні збитки та фінансові втрати. Внаслідок пригоди було переглянуто нормативні вимоги, впроваджено нові технології кріплення контейнерів та вдосконалено методи моніторингу навантаження на корпус судна. Використання сучасних кріпильних елементів та інтелектуальних систем моніторингу дозволяє значно знизити ризик подібних інцидентів у майбутньому, забезпечуючи безпеку морських перевезень та стійкість суднових конструкцій.

ЛІТЕРАТУРА

1 Міжнародний звіт «Loss of containers overboard from MSC Zoe»
https://onderzoeksrada.nl/wp-content/uploads/2023/11/internationale_toedrachtssrapport_msc_zoe.pdf

2 Стаття «Контейнеровоз втратив понад 200 контейнерів»
<https://safety4sea.com/container-ship-loses-over-30-containers-in-north-sea/>

3 Уроки, отримані після втрати контейнерів MSC Zoe <https://safety4sea.com/lessons-learned-after-loss-of-containers-from-msc-zoe>

4 IMO (International Maritime Organization). Regulations on Container Securing and Safety Standards. 2020.

5 Marine Accident Investigation Branch (MAIB). **Report on the MSC Zoe Incident.** UK Government, 2019.

Пустовий В.М., Семенов П.О., Жильцов К.С.
Одеський національний морський університет, Україна

ПІДХОДИ ВИЗНАЧЕННЯ РІВНЯ ДЕГРАДАЦІЇ ПОРТОВИХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ

Експлуатація портових кранів після закінчення нормативного (паспортного) строку експлуатації супроводжується ризиком аварійних відмов базових розрахункових металоконструкцій в наслідок суттєвому спаду опору крихкому руйнуванню та інших характеристик міцності – тріщиностійкості,

корозійному розтріскуванню та опору корозійній втоми [1]. Враховуючи агресивне середовище, портові крани працюють в умовах морського туману, та інтенсивність перевантажувального процесу в тривало експлуатованих металлоконструкціях виникає об'ємне наводнювання (абсорбцію водню), що інтенсифікує накопичення пошкодженості деформаційно-старіючого металу.

Дослідженням змін механічних властивостей конструкційних сталей, які використовуються в кранобудівній галузі, що характеризують їх конструктивну міцність в умовах наднормативної експлуатації, доведено ефективність використання ударної в'язкості в якості основного параметра деградації сталі кранових металлоконструкцій [2].

Розроблено та впроваджено методику відбору проб та випробування зразків сталей розрахункових металлоконструкцій портових кранів [3]. Методикою встановлено порядок проведення робіт з визначення місць відбору проб та перелік необхідних випробувань руйнівними методами отриманих зразків. Для забезпечення якості досліджень при випробуваннях визначають наступні механічні характеристики: границя плинності $\sigma_{0,2}$, границя міцності σ_B , відносне звуження ψ , відносне видовження δ , ударна в'язкість KCV.

Важливою задачею є вибір місць металлоконструкції, з яких необхідно вирізати фрагменти для подальшого дослідження. Основним критерієм, за яким визначається місце для відбору проб є максимальні напруження, що діють в елементі конструкції, тобто ділянки металлоконструкції в яких виникають найбільші напруження під дією номінальних навантажень. Є декілька підходів для визначення таких ділянок:

- розрахунково-аналітичний, що базується на принципах будівельної механіки та опору матеріалів, використовує метод скінченних елементів та забезпечений програмними продуктами типу ANSYS, RoboBAT та іншими.

- експериментальний, прямим вимірюванням магнітної характеристики (коерцитивної сили) як міри рівня залишкових напруг і пружно-пластичних деформацій елементів металлоконструкцій.

Використовуючи результати цих підходів, на ділянках елементів металлоконструкції кранів з найбільшими показниками напружень визначають фрагменти для подальшого вирізання та дослідження механічних характеристик сталі.

Враховуючи досвід технічної діагностики металлоконструкцій тривало експлуатованих портових кранів встановлено, що накопичення пошкодженості в об'ємі металу (деградаційні зміни), створюють значну небезпеку їх раптового руйнування під дією навантажень, навіть менших номінальних. Визначення ступеню деградаційних змін сталі розрахункових елементів металлоконструкцій потребує виконання індивідуальних досліджень з використанням руйнівних методів контролю фізико-механічних характеристик.

ЛІТЕРАТУРА

1 Решенко І.О., Фуртатов Ю.В. Вплив попереднього деформування сталей вантажних портових конструкцій на їх експлуатаційні властивості. – Луцьк: Наукові нотатки, 2011. – № 32. – С. 339-343.

2 Pustovoi V. M. and Reshchenko I. O. Modeling of the in-service degradation of steels of cargo seaport structures under the laboratory conditions // Materials Science. – 2013. – 48, № 5. – P. 561–568.

3 Організаційно методичний документ 22460848.003-2012. Крани портальні, крани перевантажувачі. Експертне обстеження / [А.П. Деньгін, В.М. Пустовий, М.В. Триколенко, П.О. Семенов та ін.] // Державна служба гірничного нагляду з промислової безпеки України, – Одеса: ТЕС, 2012. – 272 с.

Семенов П.О.

Одеський національний морський університет, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ПОРТОВИХ КРАНІВ ЗА ЗМІНАМИ ОПОРУ КРИХКОМУ РУЙНУВАННЮ

Завод-виробник більшості кранів, що експлуатуються в морських портах України, виготовлених зі сталі St38b2 відповідно стандарту надає мінімальні гарантовані паспортні значення ударної в'язкості KCV_p на рівні 58,8 Дж/см² (випробування при температурі 20°C), які забезпечують відповідну довговічності та міцності елементів металоконструкцій кранів впродовж їх строку служби.

Для тривало експлуатованих портів кранів обґрунтовано мінімально допустиме значення ударної в'язкості KCV_k (порівняно з регламентованим на стадії розрахунків довговічності) на рівні 30 Дж/см² (ймовірність аварійного руйнування конструктивного елементу дорівнює 0,9) [1].

Запропоновано використання граничного значення ударної в'язкості на рівні $KCV_r=35$ Дж/см², в якості гарантованого рівня характеристики опору крихкому руйнуванню металоконструкцій портів кранів, що експлуатуються після закінчення паспортного строку служби.

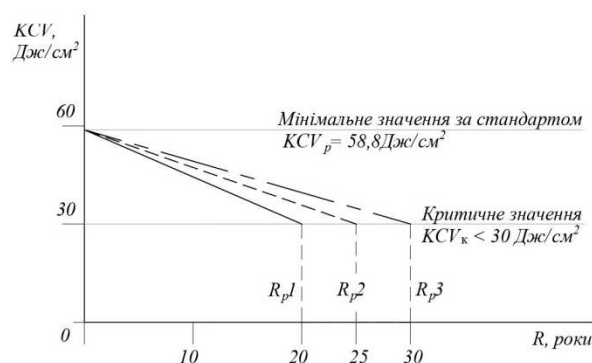


Рисунок 1 – Схема спаду KCV сталі St38b2 відповідно режиму експлуатації та строку експлуатації портів кранів

На рис. 1 наведено графічне відображення відповідності режиму експлуатації та строку експлуатації портів кранів типу «Альбрехт», «Альбатрос», «Сокіл», «Кондор», на якому R_{p1} , R_{p2} , R_{p3} – строк експлуатації при Надважкому, Середньому та Легкому режимах експлуатації.

Враховуючи результати досліджень зразків експлуатованої сталі St38b2, за якими встановлені значення ударної в'язкості KCV_e вище мінімального паспортного значення

KCV_p , що характеризує вищі якісні характеристики сталі в початковому стані, а

також залежність спаду характеристик опору крихкому руйнуванню (швидкість розвитку деградаційних процесів в об'ємі матеріалу) при збереженні режиму експлуатації крану можливо поррахувати час переходу сталі металокопструкції крану в критичний стан.

Для вантажопідйомних кранів, працюючих в умовах наанормативної експлуатації, запропоновано використовувати підхід визначення залишкового ресурсу, концепція якого полягає в обчислені строку переходу металокопструкції крану в граничний стан за критерієм зменшення опору крихкому руйнуванню, при якому міцнісні характеристики зменшуються до рівня, коли руйнування може виникнути з навантаженнями, що дорівнюють або нижче номінальних, визначених в експлуатаційній документації. При цьому накопичена пошкодженість металокопструкції, механізмів та систем крану врахована відповідними коефіцієнтами, визначеними за результатами комплексного дослідження їх технічного стану.

ЛІТЕРАТУРА

1 Degradation of Steels of the Reloading Equipment Operating Beyond Its Designed Service Life Pustovyi, V.M., Semenov, P.O., Nemchuk, O.O., .Nesterov, O.A., Strelbitskyi, V.V., Materials Science, 2022, 57(5), pp. 640–648.

Стальніченко О.І., Іоргачов Д.В., Козішкурт Є.М.
Одеський національний морський університет, Україна

СУЧАСНІ МЕТОДИ ВІДНОВЛЕННЯ ПОРШНЕВИХ КІЛЕЦЬ

Відновлення поршневиx кілець найчастіше досягається за рахунок гальванічного покриття хромом. Проте даний спосіб має ряд недоліків, основним з яких є відсутність забезпечення високої працездатності на форсованих дизелях, бо хромове покриття схильне до пропалу в умовах високих температур і граничного тертя. Сучасним перспективним методом відновлення є плазмове покриття способом напилення. Дане дослідження розглядає два напрями – плазмове покриття молібденом та створення композицій на основі молібдену з введенням твердої фази оксидів.

Покриття з молібдену порівнянно з гальванічним хромовим покриттям поліпшило припрацювання кілець та підвищило зносостійкість на 30%. Суттєвими недоліками є висока вартість молібденових покриттів та недостатня стійкість проти абразивного зносу (мікротвердість молібдену – 4500 МПа, електролітичного хрому – 10000 МПа). Використання композиційних сталемолібденових покриттів дозволяє усунути перераховані недоліки та підвищити зносостійкість покриття в 1,5-2 рази.

Другим напрямом у створенні композицій на основі молібдену є введення твердої фази оксидів. Використовувалося покриття K-I008, яке є з'єднанням карбідів хрому, молібдену, нікелю і чистого хрому і має виключно високий опір

зносу, корозії та задиру. Покриття К-І008 придатне для нанесення на робочі поверхні кільцевих канавок і на поверхні компресійних кілець, що працюють у важких температурних умовах.

ЛІТЕРАТУРА

1 Буренніков, Ю.А. Нові матеріали та композити / Ю.А. Буренніков, І.О. Сивак, С.І. Сухоруков – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 161с.

2 Стальніченко О.І., Иоргачов Д.В., Иоргачов В.Д. Восстановление деталей судов. Киев. 2014. 323 с.

Стальніченко О.І., Иоргачов Д.В., Крейцер К.О.
Одеський національний морський університет, Україна

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ВІДНОВЛЕННЯ ЧАВУННИХ КРИШОК І ПОРШНІВ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

Відновлення чавунних кришок циліндрів і поршнів судових дизелів є актуальним напрямом у судноремонті, з огляду на значні навантаження та зношування цих відповідальних деталей під час експлуатації. Запропоновано комплексний підхід до вирішення проблеми відновлення зазначених елементів шляхом холодного та гарячого зварювання з використанням попереднього підігріву в спеціально розроблених електричних печах.

Проведено серію експериментальних досліджень, в яких встановлено режими зварювання сірого та високоміцного чавуну, визначено вплив термічної обробки на якість зварного з'єднання. Зварювання виконувалося порошковим дротом ПАНЧ-11 та ПАНЧ-2. З'ясовано, що ефективність відновлення значною мірою залежить від рівномірності підігріву деталі до температури 453–873 К, яка забезпечується розробленими нагрівальними пристроями.

Для поршнів запропоновано метод відновлення шляхом наплавлення зношених ділянок із використанням обертового пристрою на базі токарного верстата та електропечі опору. Підігрів забезпечує стабільний тепловий режим під час зварювання, а схема обертання – рівномірне наплавлення по циліндричній поверхні.

Запропоновані технології успішно пройшли випробування, зокрема гідравлічні тести на відновлених кришках при тиску 10 атм. Отримані результати підтверджують ефективність методики та її придатність для впровадження в умовах судноремонтних підприємств.

ЛІТЕРАТУРА

1 Камель Г.І. Технологічні процеси та комплекси відновлення і зміцнення деталей/ Г.І. Камель, В.М. Мілютін. — Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2014. — 167 с.

2 Стальніченко О.І., Иоргачов Д.В., Иоргачов В.Д. Восстановление деталей судов. Киев. 2014. 323 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕСУРСУ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС КОЗЛОВИХ КРАНІВ ДЛЯ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ СИПКИХ ВАНТАЖІВ У РІЧКОВОМУ ПОРТУ

Козлові крани є невід’ємною частиною механізованих систем завантаження-розвантаження в морських та річкових портах. Їх безперебійна робота є критичною для забезпечення високої пропускної здатності порту. Завдяки високій продуктивності, козлові крани продовжують бути ключовим елементом портової інфраструктури, обробляючи значні обсяги вантажів. Однак, значний відсоток козлових кранів у портах потребує капітального ремонту або заміни через зношеність.

Експлуатація козлових кранів у важких промислових умовах неминуче призводить до зносу їхніх ключових компонентів, зокрема зубчастих коліс. Знос зубчастих коліс – це складний процес, що залежить від багатьох факторів, включаючи якість матеріалу, точність виготовлення, ефективність змащення та інтенсивність експлуатації. Наслідки зносу зубчастих коліс можуть бути різними: від збільшення люфтів і шумності роботи до повної втрати працездатності механізму. Збільшення люфтів призводить до неточної позиціонування вантажу, а шумність роботи може вказувати на наявність пошкоджень і необхідність термінового втручання. Критичний знос може призвести до поломки зуба, заклинювання механізму та, як наслідок, аварійної зупинки крана.

Для досліджень було обрано 10 кранів вантажопідйомністю 20 тонн, корті використовують для перевантаження сипких вантажів у річкових портах.

Для аналізу зносу зубчастих коліс відкритих передач механізмів переміщення використано інформацію, яка міститься у журналах кранів.

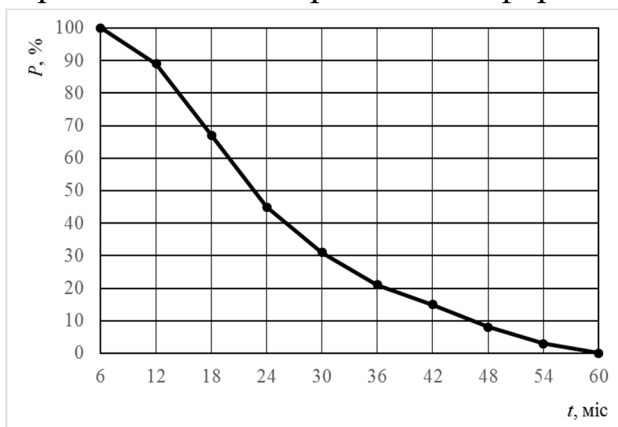


Рисунок 1 – Залежність виходу з ладу P
зубчастих коліс відкритих передач
механізмів переміщення від часу
роботи t

Протягом 5-ти років крани оглядали, раз у півроку вимірювали товщину зубів. Результати осереднювали та будували ймовірність виходу з ладу P внаслідок зносу в залежності від часу роботи t (рис.1).

Для запобігання передчасному зносу зубчастих коліс козлових кранів необхідно впроваджувати комплекс профілактичних заходів: регулярний технічний огляд, своєчасна заміна змазки, контроль затягування кріплень та усунення вібрації дозволяють значно продовжити термін служби цих важливих компонентів. Важливу роль

відіграє також вибір якісних зубчастих коліс при ремонті та модернізації крана. Використання сучасних матеріалів та технологій виготовлення дозволяє підвищити стійкість зубчастих коліс до зносу та збільшити міжремонтний період. Впровадження систем моніторингу технічного стану, зокрема вібраційної діагностики, дозволяє виявляти початкові ознаки зносу та вчасно проводити необхідні ремонтні роботи, запобігаючи серйозним поломкам.

Теплечук А. М., Флоря Г.В.
Національний університет «Одеська політехніка», Україна

АНАЛІЗ РОБОТИ ДВЗ НА ОСНОВІ ПОКАЗНИКІВ ЛЯМБДА-ЗОНДА

Забруднення навколишнього середовища, викликане транспортом, стає дедалі серйознішою загрозою для здоров'я людей та екосистеми в цілому. Головною проблемою автомобілів з ДВЗ є викиди шкідливих речовин у атмосферу, зокрема вуглекислого газу, оксидів азоту і твердих частинок.

Зменшення споживання палива через оптимізацію двигуна дозволяє власникам заощаджувати кошти. Крім того, такі автомобілі відповідають сучасним екологічним стандартам, що робить їх більш конкурентоспроможними на ринку. Інновації у сфері інжекторних систем, турбонаддуву та систем гібридного приводу знижують витрати палива та рівень викидів. Також перспективним є використання **систем рециркуляції вихлопних газів (EGR)**. Вони дозволяють скоротити викиди оксидів азоту.

Лямбда-зонд — це ключовий компонент системи контролю вихлопних газів автомобіля. Він забезпечує ефективну роботу двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), зменшує рівень шкідливих викидів та сприяє економії палива. Лямбда-зонд містить **керамічний сенсорний елемент** виготовлений із цирконієвого діоксиду (ZrO_2) або титанової кераміки, що має властивості провідності залежно від рівня кисню (рис. 1). **Сенсорний елемент** вкритий платиновим шаром для підвищення чутливості. Платинові електроди з обох сторін керамічного елемента реагують на різницю концентрації кисню між вихлопними газами та навколишнім середовищем.

Лямбда-зонд розташовується у вихлопній системі, зазвичай перед і після каталізатора. Він аналізує вміст кисню у вихлопних газах і порівнює його з киснем у повітрі. Сенсорний елемент створює електричний сигнал, напруга якого залежить від різниці вмісту кисню: висока напруга (0,7...0,9 В): свідчить про багату паливну суміш (низький рівень кисню), низька напруга (0,1...0,3 В): вказує на бідну суміш (високий рівень кисню).



Рисунок 1 – Зовнішній вигляд лямбда-зонда

Електронний блок управління двигуном (ECU) отримує сигнал від лямбда-зонда та аналізує його для регулювання паливно-повітряної суміші. Якщо суміш занадто багата або бідна, ECU змінює тривалість впорскування палива, щоб забезпечити оптимальні умови згоряння. Існують наступні види лямбда-зондів: **з підігрівом** (оснащені обігрівачем для швидкого досягнення робочої температури), **ненагрівані** (використовуються в старих моделях автомобілів, вимагають більше часу для прогрівання), **широкосмугові** (забезпечують точніше вимірювання кисню в широкому діапазоні співвідношень повітря і палива). Аналізуючи показники датчиків лямбда зонда можна не тільки зробити висновок про відповідність викидів газів стандартам екологічної безпеки але й дослідити режими роботи двигуна (рис. 2).

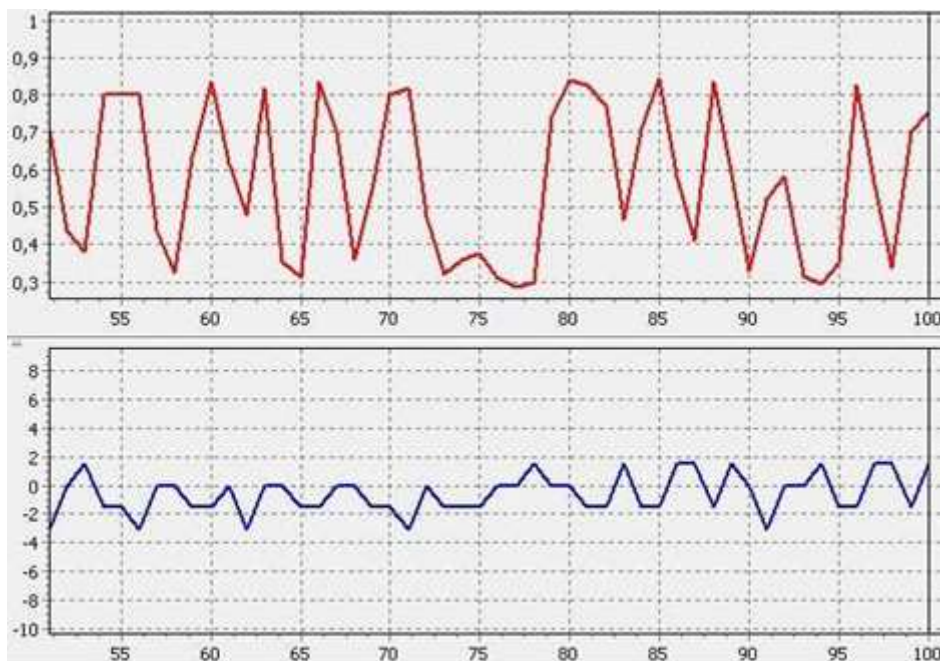


Рисунок 2 – Показники датчиків лямбда-зонда першого (верхній графік) і другого (нижній графік)

Ознакою нормальної роботи каталізатора з нормами євро-4 і вище є утримання напруги на задньому лямбда зонді в районі 0,6...0,7 вольт на стабільних режимах роботи. При цьому, паливні корекції по заднім B1S2 і переднім B1S1 лямбда зондам повинні бути близько 0%. При неправильної

роботі каталізатора паливні корекції по заднім і переднім датчикам можуть сильно відрізнятися від нуля.

ЛІТЕРАТУРА

1 Пастух, В., Маркович, С. (2023). Дослідження властивостей датчика кисню (лямбда-зонда) методами комп'ютерного діагностування. *НАУКА–ВИРОБНИЦТВО*, 89.

Цацко В.І., Дранчук С.М.

Одеський національний морський університет, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКОСТІ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ МЕТОДОМ ТЕНЗОМЕТРІЇ

Насоси, які використовуються на більшості сучасних морських суден, є, по суті, спеціальним агрегатом, основне призначення якого полягає в якісному перекачуванні солоної морської води.

На всіх сучасних морських засобах пересування суднові насоси також беруть участь у процесі охолодження всіх корабельних систем. Крім того, багато типів суднових насосів активно використовуються для забезпечення пожежної безпеки та при вирішенні санітарних завдань. Плюс до всього корабельні насоси беруть безпосередню участь у роботі водовідливних та баластових суднових систем.

Морський відцентровий насос – це повна назва насоса. Це відноситься до цих відцентрових насосів, які використовуються в морській промисловості. Це найпростіший тип морського насоса на борту суден. Відцентровий морський насос використовується для обробки морської води, прісної води, трюмної води тощо. Деякі морські відцентрові насоси також перекачують мастила, мазут тощо.

На відцентрові насоси високого тиску встановлюють дифузор. Це кільце, закріплене на корпусі навколо робочого колеса, в якому є ходи, утворені лопатками. Проходи розширюються в напрямку течії рідини і перетворюють кінетичну енергію рідини в енергію тиску. Гідравлічні баланси також звичайні. Частина рідини, що нагнітається під високим тиском, спрямовується проти барабана або поршневої системи, щоб урівноважити тиск рідини, що нагнітається на робоче колесо, і таким чином підтримувати його в положенні рівноваги.

В якості альтернативи повітряна насосна установка може бути встановлена для окремих насосів або як центральна система закачування, підключена до кількох насосів. Водяний кільцевий або рідинний кільцевий праймер може бути організований як окремий блок, встановлений на насосі та приведений від нього, або як блок із приводом від двигуна, встановлений окремо та обслуговуючий декілька насосів.

Регулярне технічне обслуговування машини передбачає увагу до змащування підшипника валу та забезпечення того, щоб ущільнення валу або

сальник не пропускали рідину. Незадовільна робота або втрата продуктивності може вимагати незначного або капітального ремонту. Поширені несправності, такі як відсутність зливу, можуть бути результатом закритих клапанів у системі, блокування всмоктувальних фільтрів або інших несправностей, що виникають у системі заливки. Витоки повітря у всмоктувальному трубопроводі, засмічене робоче колесо або занадто тугий сальник валу – все це може призвести до низької продуктивності.

Під час демонтажу насоса для видалення насосного елемента необхідно від'єднати будь-які заливні труби або труби подачі охолоджувальної води. Сучасні насоси мають розпірку муфти, яку можна зняти, щоб насосний елемент можна було витягнути, не турбуючи двигун: тоді робоче колесо та вал можна легко відокремити для перевірки.

Встановлено, що тензометричний метод не потребує розміщення чутливих датчиків всередині рідини, вимірювальні трубопроводи, що мають три

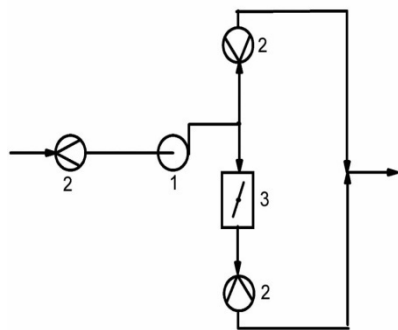


Рисунок 1 – Гідравлічна схема установки: 1 – відцентровий насос; 2 – вимірювальні трубопроводи тензометричного витратоміру; 3 – засувка

тензорезистори дозволяють зменшити похибки вимірювань в широкому діапазоні швидкостей рідини, проведена оцінка впливу матеріалу рідини на результати вимірювань, та запропонована форма вимірювального трубопроводу типу вузький-широкий-вузький для підвищення якості вимірювань та зменшення їх небезпечності. Установка для досліджень та перевірки працездатності такого методу визначення якості відцентрових насосів показана на рис. 1

При зачиненій засувці та справному відцентровому насосі показники вимірювальних трубопроводів на вході та виході відцентрового насосу повинні бути однаковими. Регулювання положення засувки змінює гідравлічний опір нижньої гілки і тим самим швидкість потоку (і витрату) верхньої гілки. Якщо буде встановлено, що при цьому будуть отримані спостережені результати, це доведе можливість використання тензометричного витратоміру для аналізу якості відцентрового насосу.

ЛІТЕРАТУРА

- 1 Антохов О.Д., Гаур Т.О., Нікіфоров В.І., Цацко В.І. Тензометричний витратомір рідини // Вісник Одеського національного морського університету. № 4(57). 2018. С. 121-130
- 2 Цацко В.І., Дранчук С.М., Машін В.М., Криворучко Д.Ю., Гаур Т.О., Іовчев С.І. Установка дослідження якості відцентрових насосів методом тензометрії // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць, 2023. № 4 (71). С.7-19. DOI 10.47049/2226-1893-2023- 4-7-19.

**Чумак А.О., Манохін А.С., Мельнійчук Ю.О.,
Клименко С.А., Клименко С.Ан., Муковоз С.Ю.,
Рижов Ю.Е.**

Інститут надтвердих матеріалів
імені В.М. Бакуля НАН України, Україна

ОСОБЛИВОСТІ ЗНОШУВАННЯ РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ІЗ ПКНБ ПРИ ТОЧІННІ ЗАЛІЗОВУГЛЕЦЕВИХ СТАЛЕЙ ВИСОКОЇ ТВЕРДОСТІ В УМОВАХ ЦИКЛІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Одним із пріоритетних напрямків удосконалення технологічних процесів в машинобудуванні є підвищення продуктивності механічної обробки, що дозволяє знизити собівартість виготовлення деталей і підвищити конкурентоспроможність виробів.

Дослідження проводились при точінні загартованої сталі ХВГ (62–64 HRC) різальними пластинами із ПКНБ групи ВН «борсиніт» RNMN 12T300. Для створення ударних навантажень на різальний інструмент були виготовленні деталі типу вал із пазами 10×10 мм (6 шт.). Після фрезерування пазів заготовки були загартовані до твердості 62–64 HRC.

Дослідження кінетики зношування інструментів із композитів на основі кубічного нітриду бору проводили на швидкостях різання понад 100 м/хв.

На першому етапі досліджували особливості зношування стандартного інструменту з геометричними параметрами закріплення різальної пластини ($\gamma = -10^\circ$, $\alpha = 10^\circ$, $\lambda = 0^\circ$). Обробку проводили на наступних режимах різання: швидкість різання: $v = 120$ м/хв; подача $S = 0,12$ мм/об; глибина різання $t = 0,2$ мм. При обробці з невисокими швидкостями різання до 120 м/хв зношування інструменту на основі КНБ відбувається переважно по задній поверхні і визначається інтенсивністю протікання процесів абразивної і адгезійної взаємодії контактуючих матеріалів.

Вже після двох хвилин роботи спостерігається інтенсивний знос інструменту по задній поверхні та руйнування геометрії різальної кромки, що погіршує якість обробленої поверхні. Величина зносу по задній поверхні на даному етапі роботи становить $h_z = 0,16$ мм. При продовженні роботи таким інструментом протягом 4 та 6 хвилин інтенсивність його зношування знижується проте поступово збільшується величина та глибина зношених ділянок, що призводить до зростання сили та температури різання. Величина зносу по задній поверхні зростає до величини $h_z = 0,25$ мм. Поступово починають з'являтися вібрації та значно погіршується якість обробленої поверхні. Проводити подальшу обробку таким інструментом є недоцільним внаслідок збільшення ймовірності його сколювання та неможливості подальшого використання різальної пластини.

За аналогічних умов ($v = 120$ м/хв; $S = 0,12$ мм/об; $t = 0,2$) було проведено дослідження кінетики зношування інструментів із ПКНБ із різною величиною

нахилу різальної кромки. Були обрані наступні кути нахилу різальної кромки $\lambda = 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ$ (рис. 1).

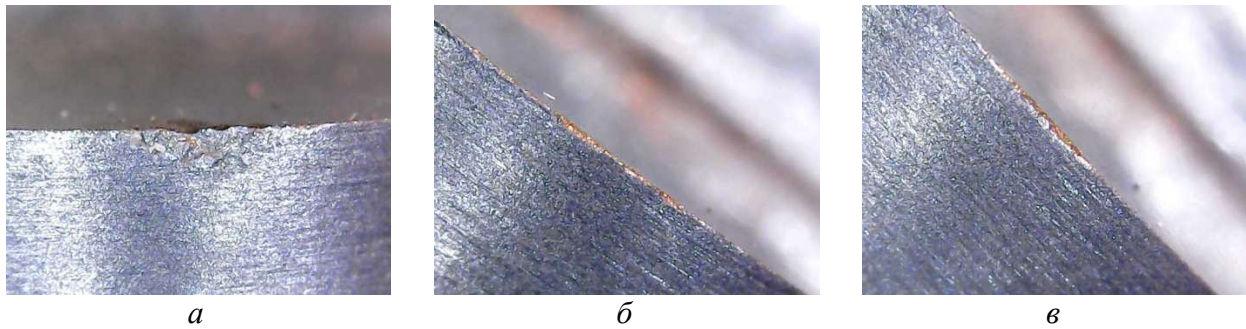


Рисунок 1 – Ділянки зносу по задній поверхні інструментів із ПКНБ після обробки із циклічним навантаженням загартованої сталі ХВГ (62 HRC) ($v = 120$ м/хв; $S = 0,38$ мм/об; $t = 0,2$ мм, час точіння – 3 хв.): а – $\lambda = 0^\circ$; б – $\lambda = 40^\circ$; в – $\lambda = 50^\circ$

Аналізуючи контактні ділянки інструментів з ПКНБ із різними кутами нахилу різальної кромки після обробки загартованої сталі ХВГ із циклічним навантаженням протягом трьох хвилин на однакових режимах різання, дозволяє наглядно визначити оптимальну геометрію різального інструменту. Максимальну стійкість при обробці деталей із циклічним навантаженням забезпечує інструмент із кутом нахилу різальної кромки $\lambda = 40^\circ$ (рис. 2).

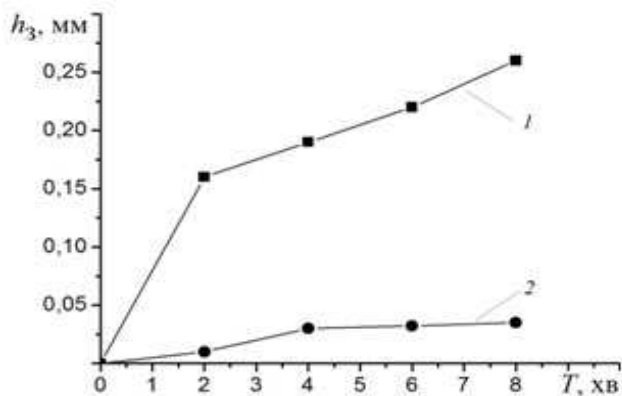


Рисунок 2 – Залежність ширини фаски зносу по задній поверхні (h_3) від часу обробки T при обробці загартованої сталі ХВГ (62 HRC) з циклічним навантаженням ($v = 120$ м/хв; $S = 0,12$ мм/об; $t = 0,2$ мм):
1 – стандартний інструмент з КНБ,
2 – косокутний інструмент із КНБ з кутом нахилу $\lambda = 40^\circ$

Також для визначення технологічних можливостей косокутного інструменту, оснащеного ПКНБ "борсиніт", були проведені випробування такого інструменту із високими подачами. Збільшення подачі до $S = 0,38$ мм/об при точінні ($v = 120$ м/хв; $t = 0,2$ мм) інструментами із кутом нахилу $\lambda = 40^\circ$ не призводить до суттєвого зростання інтенсивності зношування інструменту. Після трьох хвилин роботи на контактних ділянках інструменту не спостерігається викришування інструментального матеріалу, а різальна кромка залишається рівною. Це свідчить про високу

стійкість таких інструментів при обробці в таких умовах.

Проведені дослідження показали, що при обробці високотвердих залізовуглецевих сплавів надтвердими полікристалічними матеріалами на основі КНБ, в умовах циклічного навантаження найбільш ефективними є застосування косокутного інструменту. Оптимальний кут нахилу різальної кромки становить $\lambda = 40^\circ$, який забезпечує максимальну стійкість (50-60 хвилин) інструменту при точінні в таких умовах. Ефективне застосування такого інструменту при обробці

з високими подачами $S = 0,40-0,65$ мм/об забезпечує високу продуктивність обробки.

Ярова І.А.

Національний університет «Одеська політехніка», Україна

ІНСТРУМЕНТАРІЙ ЦИФРОВОЇ КРИМІНАЛІСТИКИ В ЗАХИСТІ АВТОРСЬКОГО ПРАВА

Будапештська конвенція про кіберзлочинність приділяє значної уваги злочинам, пов'язаним із порушенням авторського права і суміжних прав. Також захист авторського права є одним з питань, пов'язаних із академічною доброчесністю. Час від часу в освітньо-науковому середовищі трапляються ситуації, коли керівник підрозділу, який має доступ до наукових праць підлеглих, вносить в статтю мінімальні редакторські правки, дописує себе співавтором без відома справжнього автора і публікує її. Це є типовим випадком академічної недоброчесності, пов'язаним із нехтуванням авторським правом. В такому випадку постає питання оцінки внесених правок. Але першим етапом оцінки є саме виявлення даних правок в тексті роботи. Виконувати подібну діяльність в звичайний спосіб – роздрукувавши тексти – дуже складно, оскільки це призводить до витрат ресурсів. Аналогічна діяльність із електронними версіями (порівняння двох файлів) хоча і є більш економною з точки зору матеріальних ресурсів, також потребує витрат часу. Ефективним рішенням в такому випадку є використання методологій і інструментарія цифрової криміналістики.

В загальному вигляді цифрова криміналістика – це судова експертиза цифрових слідів в кіберпросторі, яка виконується з використанням прикладного програмного забезпечення. Зазвичай процесами цифрової криміналістики є пошук, збирання і збереження, аналіз цифрових слідів, а також їх експертиза з метою визначення достовірності і вирішення питання, чи можуть бути вони використані в судовому процесі в якості доказів. Кожен з цих процесів має свою нормативну базу і певний інструментарій, як апаратний так і програмний. Кінцевим завданням є визначення зв'язків між цифровими слідами і певною особою або групою осіб з метою доказу їх злочинної діяльності.

У випадку із порушенням авторського права при публікації наукової статті не стоїть питання пошуку зловмисника, оскільки він є відомим. Завданням є доказ самого факту порушення авторського права: визначення і подальша оцінка значущості внесених правок в електронний документ. І якщо оцінка – це справа представників наукової спільноти, то визначення обсягу правок – пряма задача фахівців з цифрової криміналістики. Для цього можна використати наступні інструменти:

- WinMerge, безкоштовний інструмент із відкритим вихідним кодом, призначений для порівняння і об'єднання файлів і папок для ОС Windows;
- Meld, інструмент для порівняння і об'єднання файлів і каталогів для ОС Linux із зручним графічним інтерфейсом;
- Windiff.exe, службова програма ОС Windows з можливістю графічного порівняння змісту файлів ASCII або зміст двох папок, що містять файли ASCII;
- diff – утиліта для порівняння файлів;
- Total Commander, програмний продукт для порівняння змісту файлів.

Яровенко В.О., Зарицька О.І.

Одеський національний морський університет, Україна

МЕТОДИ ОЦІНКИ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ НА МАНЕВРЕНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕКТРОХОДІВ З КЛАСИЧНОЇ КОМПОНОВКОЮ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Стандарти розроблені для суден із традиційними пропульсивними та рульовими системами, та базуються на розумінні того, що маневреність суден може бути оцінена за характеристиками звичайних пробних маневрів.

Для оцінки впливу параметрів пропульсивних комплексів на маневрені характеристики електроходів пропонується скористатися узагальненою математичною моделлю перехідних режимів, та розробленим на її основі методом розрахунку. За їх допомогою, з'являється можливість проведення, на базі запропонованої імітаційної моделі, дослідження перехідних режимів роботи пропульсивних комплексів під час маневрування, оцінки впливу на маневрені характеристики будь яких факторів, зв'язаних з конструктивними параметрами електроенергетичної установки, зовнішніми факторами, геометрією корпусу судна.

Керованість судна визначається його навігаційними якостями – поворотливістю та стійкістю на курсі. Поворотливість характеризує здатність судна до зміни курсу під час руху криволінійною траєкторією. Характерним маневром, якій дозволяє судити про поворотливість, є циркуляційний рух.

Для наближеної оцінки показників циркуляційного руху є відповідні рекомендації. Вони представлені у вигляді наближених формул та графіків. Ці рекомендації одержано за результатами узагальнення чисельних експериментальних матеріалів. У якості основні параметри, в них також фігурують й конструктивні параметри судна.

У електроходах зі збільшенням навантаження на гребні електродвигуни зростають навантаження на всю судову електроенергетичну установку. У складних умовах маневрування – при перекладанні керма на великий кут на

високій швидкості руху судна – вони можуть перевищувати межі, які встановлені для електроенергетичного обладнання.

Аналіз результатів показує таке. На показники траєкторії руху судна початкова швидкість v_{str} впливає незначно. Істотно змінюється лише Δv_C . Причому, при виході на циркуляцію з повного ходу, швидкість руху судна, як і очікується, знижується. Якщо ж судно виходить на циркуляцію на малої чи середньої швидкості, вона (швидкість) продовжує зростати й надалі, відповідно до положення рукоятки посту управління.

Вплив розташування гребного гвинта та вплив безрозмірних параметрів комплексу потребує додаткових коментарів. Зовнішній та внутрішній по відношенню до центру циркуляції гребні гвинти по різному обтікаються потоком води. Це впливає на місцевий кут дрейфу та призводить до зміни завантаження гребних гвинтів. Як і слід було очікувати, зі збільшенням довжини судна показники траєкторії циркуляційного руху погіршуються. Параметри траєкторії збільшуються загалом на 10%, тривалість циркуляції – на 12%. Швидкість руху судна на усталеному етапі циркуляції і максимальне значення кутової швидкості обертання навколо вертикальної осі змінюються у меншому ступені.

Разом з тим, не можна забувати, що дуже небажаним явищем виходу судна на циркуляцію є його крен. Суворе рішення задачі у визначенні кута крену можна отримати, ввівши у математичну модель руху судна рівняння його обертання навколо осі X.

Однак це істотно ускладнить розрахунок циркуляційної русі. У той самий час, виходячи з поставлених у роботі цілей – оцінки ступеня впливу подовження корпусу судна на показники циркуляційного руху – завдання можна спростити. Є сенс оцінити лише зміну максимального кута крену ϑ_{max} . Приблизно цей кут можна визначити за співвідношенням

$$\vartheta_{max} = 1,4 \left[\frac{v_0^2}{h_0 L} \right] \cdot \left(z_g - \frac{H}{2} \right)$$

де h_0 – поперечна метацентрична висота; z_g – відстань від нижньої межі площини міделів шпангоуту до точки прикладення відцентрової сили інерції мас судна.

Таким чином, максимальний кут крену альтернативного електроходу з виходом його на циркуляцію зменшується приблизно на 13%. Це означає, що в нього розглянуте негативне виражене в меншій мірі. Зниження швидкості руху судна, з виходом його на циркуляцію, призводить до збільшення моменту опору гребних гвинтів, зростання навантажень на гребні електродвигуни та на генераторні агрегати суднової електростанції.

ЛІТЕРАТУРА

1 Yarovenko V.A. Dynamics of propelling telectric power plants of electric ships' propulsive complexes Development of Scientific Schols of Odessa National Maritime University: collective monograph. Riga : Izdevnieciba "Baltija Publishing". 2020. 500 p <https://doi.org/10.30525/978-9934-588-86-0.08>

2 Schumylo J.M., Yarovenko V.O., Zarinska O.I. Dynamic similarity of electric ships' propulsive complexes. Transport Development – Odesa, ONMU , 2022 – №4(15). P.43-57. DOI <https://doi.org/10.33082/td.2022.4-15.05>

3 Oleksandr Shumylo, Volodymyr Yarovenko, Mykola Malaksianj, Oleksiy Melnyk. Comprehensive Assessment of Hull Geometry Influence of a Modernized Ship on Maneuvering Performance and Propulsion System Parameters, Scientific Journal of Maritime Research (Pomorstvo), Vol 37 (2023) 314-325. https://www.pfri.uniri.hr/web/en/dokumenti/pomorstvo/2023/12/13_768-Shumylo.et.al.pdf .

ПРОБЛЕМИ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Матеріали міжнародної наукова-технічної конференції, присвяченої
100 річчю проф. М.В. Олійника,
14 травня 2025 року, м. Одеса

Редактор

Комп'ютерна верстка і макетування

Ю.В. Яровий

Ю.В. Яровий

Здано до друку 28.05.2025

Формат 60×84/16

Гарнітура Times New Roman

Ум.-друк. арк. 4,75