

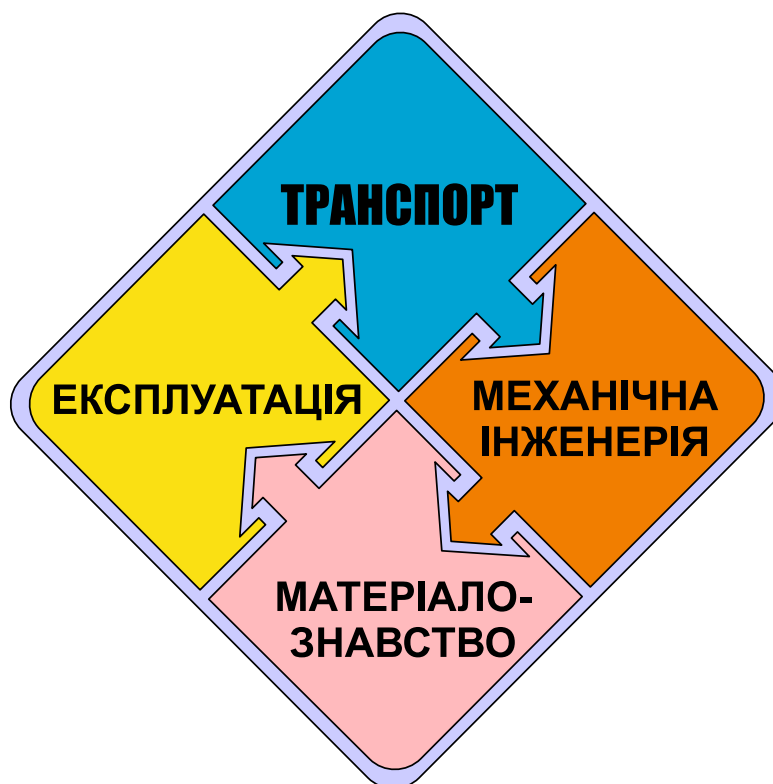
Міністерство освіти і науки України
Херсонська державна морська академія
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя
Луцький національний технічний університет
Карагандинський державний університет (Казахстан)
Міжнародна авіаційна академія ім. Мохамеда VI (Марокко)
Вільнюський технічний університет ім. Гедимінаса (Литва)
Маріборський університет (Словенія)
Кошицький технічний університет (Словаччина)
Волгоградський державний технічний університет (Росія)
Крюінгова компанія «Marlow Navigation» (Кіпр)

МАТЕРІАЛИ

Міжнародної науково-технічна конференції

Кафедра транспортних технологій

**ТРАНСПОРТ: МЕХАНІЧНА ІНЖЕНЕРІЯ,
ЕКСПЛУАТАЦІЯ, МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО
(ТМІЕТ – 2017)**



Херсон – 2017

Організатори конференції

Міністерство освіти і науки України
Херсонська державна морська академія
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя
Луцький національний технічний університет
Карагандинський державний університет (Казахстан)
Міжнародна авіаційна академія ім. Мохамеда VI (Марокко)
Вільнюський технічний університет ім. Гедимінаса (Литва)
Маріборський університет (Словенія)
Кошицький технічний університет (Словаччина)
Волгоградський державний технічний університет (Росія)
Крюінгова компанія «Marlow Navigation» (Кіпр)

Програмний комітет:

Букетов А.В., д.т.н., проф. ХДМА	Рева О.М., д.т.н., проф. НАУ
Вухерер Т., д.т.н., проф. МУ	Рудакова Г.В., д.т.н., проф. ХНТУ
Горбов В.М., к.т.н., проф. НУК	Соколова Н.А., д.т.н., проф. ХДМА
Малахов О.В., д.ф.-м.н., проф. ОНМУ	Стухляк П.Д., д.т.н., проф. ТНТУ
Маляренко О.Д., д.т.н., проф. БНТУ	Шарко О.В., д.т.н., проф. ХДМА
Луців І.В., д.т.н., проф. ТНТУ	Щедролесєв О.В., д.т.н., проф. НУК
Настасенко В.О., к.т.н., проф. ХДМА	Янугенене Й., д.т.н., проф. КУ

Організаційний комітет:

Голова – Ходаковський Володимир Федорович, професор, ректор ХДМА.

Заступники голови:

Бень Андрій Павлович, к.т.н., доцент, проректор з науково-педагогічної роботи ХДМА;

Білоусов Євген Вікторович – к.т.н., доцент, декан факультету суднової енергетики;

Букетов Андрій Вікторович, д.т.н., проф., завідувач кафедри транспортних технологій;

Настасенко Валентин Олексійович – к.т.н., професор кафедри транспортних технологій;

Проценко Владислав Олександрович – к.т.н., доцент кафедри транспортних технологій.

Вчений секретар конференції – Блах Ігор Володимирович – начальник відділу технічної інформації.

Технічний секретар – Браїло Микола Володимирович, к.т.н., доцент кафедри транспортних технологій.

Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство. Міжнародна науково-технічна конференція, 21-22 вересня 2017 р. – Херсон: Херсонська державна морська академія.

У матеріалах Міжнародної науково-технічної конференції «Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство» наведені доповіді, які присвячені обговоренню сучасних досягнень в області механічного, промислового та транспортного інжинірингу, проводиться щорічно. Конференція організовується з метою підтримки міждисциплінарної дискусії і публікації результатів науково-дослідних робіт, узагальнюючих дослідження в технічних галузях знань у вищих навчальних закладах, науково-дослідних інститутах, великих промислових підприємствах, науково-виробничих об'єднаннях України, а також зарубіжних авторів, і результатів досліджень, виконаних за особистою ініціативою авторів..

Програмний комітет конференції не завжди розділяє думку авторів стосовно змісту опублікованих доповідей. Відповідальність за наукову цінність, практичну значущість і зміст доповідей несуть безпосередньо автори.

© Херсонська державна морська академія, 2017

© Кафедра транспортних технологій, 2017

ЗМІСТ

ВСТУП	7
ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ МЕХАНІЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ, ЕНЕРГОРЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ І МАШИНОБУДУВАННЯ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ, ДОСЛІДЖЕННІ ТА ВИРОБНИЦТВІ НОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	
Акімов О.В. Exhaust gas scrubber install.....	9
Бабій А.В., Бабій М.В. Розробка пристрою для непрямого дослідження росту тріщин в несучих системах мобільної техніки	11
Гевко Б.М., Клендій В.М., Навроцька Т.Д., Котик Р.М. Особливості проектування різнопрофільних гвинтових робочих органів.....	13
Вовк Ю.Я., Ляшук О.Л., Вовк І.П. Комплексний підхід до вирішення проблем ресурсозбереження виробничих підприємств, сфери послуг та транспорту	15
Гнатов А.В., Аргун Щ.В. Інноваційні енергоефективні технології при проектуванні та виробництві сучасних автотранспортних засобів	17
Горбов В.М., Мітенкова В.С. Аналіз технологій зниження викидів діоксиду вуглецю на сучасних суднах.....	19
Корнелюк О.Н., Самохвалов В.С., Самохвалова Е.В. Обоснование выбора параметров винто-рулевого комплекса на стадии проектирования.....	21
Кривий П.Д., Дзюра В.О., Тимошенко Н.М., Апостол Ю.О. До питання вимірювання шорсткості циліндричних поверхонь деталей машин	23
Кривий П.Д., Кобельник В.Р., Тимошенко Н.М., Михалчич Г.Ю. До питання визначення та формування головного заднього кута металорізальних інструментів на прикладі токарних різців	25
Кузнецов Ю.Н. Инновационные технологии в условиях четвертой промышленной революции «ИНДУСТРИЯ 4.0».....	27
Курко А.М. Геометрія передаточних відношень зубчастих планетарних передач	29
Лабарткава А.В., Матвиенко М.В., Лабарткава Ал.В. Влияние на остаточные напряжения при пайке металлокерамических гермовводов конструктивных особенностей конструкции.....	31
Лугінін О.Є., Коршиков Р.Ю., Тютюник Ю.Ю. До розрахунку міцності суден при спуску з поздовжнього стапеля	33
Луняка К.В., Ключев О.І., Русанов С.А. Створення рівномірного розподілу швидкості руху теплоносія в трубах кожухотрубчастого теплообмінника за допомогою розподільних вставок	35
Ляшук О.Л., Пиндус Ю.І., Третьяков О.Л., Пиндус Т.Б. Моделювання напружено-деформованого стану контактних поверхонь шпоночної канавки навантаженого вала робочого органа екструдера	37

Мацей Р.О., Ковра О.В. Технологічні особливості формоутворення модифікованих арково-гвинтових зубців циліндричних передач редукторних механізмів трансмісій	39
Медведев С.А., Колесник Т.В., Мажоренко А.В. Расчет характеристик сопротивления усталости торцовых линзовых распределителей аксиально-поршневых гидромашин	41
Медведев С.А., Лабунская Т.С., Попов В.В. Оценка характеристик сопротивления усталости тонкостенного кольцевого зубчатого колеса планетарного редуктора	43
Михайлишин Р.І., Савків В.Б., Козбур І.Р. Визначення силових характеристик захоплювальних пристроїв при транспортуванні об'єктів по дуговій траєкторії	45
Настасенко В.А. Сравнительный анализ современных гидроволновых энергетических систем	47
Остапенко О.В. Двоступенная абсорбционно-адсорбционная холодильная машина для тригенерационной установки автономного энергообеспечения	51
Палагний В.И. Международная конвенция по балластным водам вступила в силу	53
Попович П.В., Шевчук О.С., Бабій М.В. Технічне забезпечення досліджень розвитку втомних пошкоджень металоконструкцій несівних систем транспортних засобів	55
Шарко А.В., Степанчиков Д.М. Обработка результатов акустических измерений при механических испытаниях транспортного оборудования	57
Шарко А.В., Юренин К.Ю. Аппаратурное обеспечение обработки сигналов акустической эмиссии	59
Шарко О.В., Чернявская Т.В. Анализ современных технологий диагностирования действующих комплексов СЭУ	61

СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО ЕКСПЛУАТАЦІЇ, РЕМОНТУ, МОНТАЖУ ТА МОДЕЛЮВАННЯ У ТЕХНІЦІ

Акімов О.В. Oily water separator systems: practical advice	63
Бабій М.В. Пошук шляхів підвищення технічного рівня шестерінчастих насосів	65
Богатчук І.М., Коцелко В.І. Аналіз методів відновлення поверхонь кузова з деформацією без пошкодження лакофарбових матеріалів	67
Бондаренко М.С., Гоцуляк М.О. Використання енергії холоду в процесі регазифікації СПГ	68
Горбов В.М., Соломонюк Д.М. Визначення стану теплообмінних апаратів ГТУ у процесі експлуатації	71
Горячкін В.Ю., Корнієнко В.С. Результаты досліджень характеристик різних схем теплоутилізаційних контурів і конструкцій утилізаційних котлів	73
Грич А.В. Некоторые способы повышения эффективности теплоиспользующей системы охлаждения воздуха машинного отделения когенерационных газовых двигателей	75
Калініченко І.В., Павленко Д.С. Проблеми утилізації теплоти малооборотних двигунів на танкерах турбокомпаундною системою	77
Колегаев М.А., Бражник И.Д. Использование кавитации в судовых системах инертных газов	78

Коновалов Д.В., Джурињська А.О., Смоляний Є.С. Суднова дизельна установка з розвиненою системою утилізації теплоти і термопресорним охолодженням.....	80
Коновалов Д.В., Кобалава Г.О. Застосування упорскування перегрітої води в термопресорних системах охолодження наддувного повітря ДВЗ.....	81
Коновалов Д.В., Кобалава Г.А., Джурињская А.А. Применение детандерно-термопресорных систем охлаждения в газовых ДВС.....	83
Малахов А.В., Палагин А.Н. Метод устранения воздушных пробок внутри балластных танков судов погружного типа.....	85
Носов П.С., Якушенко С.О., Сорокін О.М. Методи оптимізації 3D-проекування деталей в галузі автомобілебудування.....	87
Орумбаева Н.Т., Ильясова Р. О краевой задаче уравнения гиперболического типа, находящей приложение в задаче тепломассопереноса.....	89
Поляков В.А., Хачапуридзе Н.М. Редукционный подход к моделированию управлений магнитолевитирующего поезда.....	91
Попович П.В., Шевчук О.С., Гаврон Н.Б. Моделирование эксплуатационной навантажености несучих узлов транспортных засобів.....	93
Проценко В.О., Настасенко В.О., Клементьєва О.Ю. Моделирование компоновки при розробленні канатних муфт для судових дизель-генераторів.....	95
Рамазанов М.Т., Космакова М.Т. К вопросу вычисления физического износа для оценки машин и оборудования статистическими методами.....	97
Степанчиков Д.М. Виявлення дефектів динамічного розбалансування вітроенергетичної установки.....	99
Шалапко Д.О., Пирисунько М.А., Топчий Р.В., Фаллер Е.В. Альтернативный способ утилизации теплоты отходящих газов транспортных ДВС.....	102
Шарко А.А. Использование структурных моделей предвестников акустических сигналов от развивающихся дефектов при эксплуатации металлических конструкций.....	103

НОВІ МАТЕРІАЛИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Dulebova Ludmila, Brezinova Janette Assessment of suitability of selected tool steels for injection of PA6 based on adhesive wear.....	106
Алексенко В.Л, Шарко А.А., Юренин К.Ю, Сметанкин С.А. Изучение влияния степени деформации на параметры сигналов акустической эмиссии.....	108
Браїло М.В., Якушенко С.В., Кобельник О.С. Розроблення епоксидно-полієфірної матриці для захисту та відновлення елементів транспорту.....	110
Букетов А.В., Амелін М.Ю., Ходаковський О.В. Адгезійні властивості модифікованої епоксидної матриці для захисних покриттів.....	111
Гарматюк Р.Т., Чихіра І.В., Микитишин А.Г. Стійкість електропровідних покриттів в умовах хімічного ерозійного руйнування.....	112
Добротвор І.Г., Стадник І.Я., Чихіра І.А., Федірко М.М. Підвищення енергоефективності динамічного процесу замішування методом термодинамічних потенціалів.....	114
Добротвор І.Г., Стухляк Д.П. Умови стаціонарності процесів тверднення наповнених епоксидних композитів.....	115

Золотий Р.З., Микитишин А.Г., Маруха В.І. Дослідження характеристик поверхневих шарів з використанням спектрального аналізу епоксиполімерів	117
Клевцов К.Н. Композиты, армированные волокнами лубяных культур	118
Левицький В.В., Тотосько О.В., Стухляк Д.П. Дослідження корозійної тривкості епоксикомполімерів опромінених ультрафіолетом за показниками повзучості	120
Дубовий О.М., Карпеченко А.А., Неделько Ю.Є, Макруха Т.О. Вплив термічної обробки на розмір та кількість елементів субструктури напилених покриттів зі сталі 65Г	121
Садова О.Л., Кашицький В.П., Кушнірук А.С. Дослідження хімічних зв'язків в епоксикомполімері триботехнічного призначення	123
Сапронов О.О., Букетова Н.М., Лещенко О.В. Динаміка поширення тріщин у композитних матеріалах, наповнених частками вуглецевих нанотрубок.....	125
Сапронова А.В., Яцюк В.М. Дослідження активності поверхні дисперсного конвертерного шламу методом ІЧ-спектрального аналізу	126
Сметанкин С.А. Влияние модификатора 4,4 -сульфонилбис(4,1-фенилен) бис(N, N – диэтилдитиокарбамата) на физико-механические свойства эпоксидной матрицы.....	127
Сметанкин С.А., Кулинич В.Г., Андрейчук В.С. Влияние модификатора C ₁₃ H ₁₂ Cl ₂ N ₂ на адгезионные свойства эпоксидной матрицы.....	129
Спихтаренко В.В., Лой С.А., Матвиенко М.В., Морозов А.Ю. Моделирование напряженного состояния напыленного покрытия при испытаниях на термостойкость.....	131
Стухляк П.Д., Голотенко О.С., Бадищук В.І. Дослідження впливу НВЧ-обробки на теплостійкість епоксикомполімерів з крупнодисперсними частками	133
Стухляк П.Д., Карташов В.В. Визначення коефіцієнтів ПД-регулюванням для модифікації епоксикомполімерних матеріалів змінним магнітним полем.....	134
Щедролосєв О.В., Кириченко К.В. Вплив пластифікуючих добавок на властивості бетону для будівництва композитних доків та гідротехнічних споруд	136

СУЧАСНІ НАПРЯМИ КОМПЕТЕНТНІСНОГО ПІДХОДУ ДО ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗИ

Акімов О.В. Зв'язок професійних компетенцій та професійної діяльності викладачів вузу.....	139
Барыльник-Куракова О.А., Барыльник-Кураков И.Л. Элективный курс «Физика в мореплаваннии» как составляющий компонент методической системы обучения в профильных классах	142
Богдан Ю.А., Богдан А.П. Роль мышления в процессе формирования компетентного судового механика.....	146
Герасименко П.В. О компетентностном подходе к обучению «Теории вероятностей» студентов транспортных вузов	148
Ермоленко Я.В. Ермоленко В.В. Реализация компетентностного подхода в процессе обучения курсантов морских вузов	150
Івченко Т.І. Про особливості впровадження засад компетентнісного підходу у підготовку майбутніх фахівців морського транспорту	152

ВСТУП

Світова транспортна система – комплекс транспортних засобів і компаній, а також шляхів сполучення між країнами. На сучасному етапі в транспортній галузі працює понад сто мільйонів чоловік, загальна протяжність транспортних шляхів (без урахування морських сполучень) більше 35 мільйонів кілометрів. Щороку в світі перевозиться більше трильйона пасажирів і 100 мільярдів вантажів різного роду.

Збільшення світового вантажообігу та об'єму перевезень зумовлює створення та застосування наукових та методологічних основ оптимального технічного використання засобів транспорту (зокрема обладнання та засобів забезпечення транспортних і навантажувально-розвантажувальних робіт), їх експлуатації, технічного обслуговування і ремонту, вивченням закономірностей змінювання технічного стану засобів транспорту, розробленням технічних заходів щодо підвищення надійності функціональних і енергетичних транспортних систем, створення умов для високоефективного використання засобів транспорту з дотриманням вимог охорони навколишнього навколишнього середовища.

Використання інноваційних технологій при проектуванні та експлуатації транспортних засобів вимагає використання нових технологій та матеріалів різного функціонального призначення. Це зумовлює необхідність розроблення методів дослідження й оцінювання фізичних, хімічних, технологічних властивостей матеріалів, показників якості та споживчих властивостей матеріалів залежно від їх призначення; встановлення закономірностей зв'язку між показниками різних властивостей матеріалів; розробку та використання конструкційних та технологічних матеріалів на основі металів, полімерів і неорганічних сполук, композитів з полімерною, металевою чи керамічною матрицею, градієнтних та комбінованих матеріалів конструкційного та технологічного призначення, технічних, технологічних і захисних покриттів конструкційних та технологічних матеріалів; засобів з'єднання матеріалів у вузлах і деталях конструкцій і виробів; вивченню та дослідженню фізичних та фізико-хімічних явищ в об'ємі, робочому шарі і на поверхні деталей та вузлів із різних матеріалів у процесі експлуатації.

Також невідомою складовою розвитку сучасної транспортної галузі є підготовка висококваліфікованих кадрів в тому числі з застосуванням компетентнісного підходу до навчання. Це є запорукою вдалого працевлаштування випускників вузів транспортного спрямування.

У програму конференції були включені роботи як відомих фахівців, так і доповіді молодих вчених, які тільки починають свій шлях у науку. Тому слід зазначити, що за положення, викладені в доповідях, несуть відповідальність автори.

Організатори конференції висловлюють щире подяку всім авторам доповідей за порозуміння та співпрацю і сподіваються, що сама конференція, дискусії та обговорення, проведені в її рамках, а також матеріали конференції будуть корисними всім її учасникам, викладачам, аспірантам і студентам, які знайдуть у них відповіді на питання, що їх цікавлять.

Програмний та організаційний комітети, колектив кафедри транспортних технологій ХДМА

**ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ МЕХАНІЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ,
ЕНЕРГОРЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ І
МАШИНОБУДУВАННЯ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ,
ДОСЛІДЖЕННІ ТА ВИРОБНИЦТВІ НОВИХ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

EXHAUST GAS SCRUBBER INSTALL

Akimov O.V.

Kherson State Maritime Academy (Ukraine)

IMO's 1997 protocol to amend MARPOL 73/78 added Annex VI - Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships. This entered into force on 19 May 2005. Regulation 14 included a 1.5 % limit on the sulphur content of fuel to be used in Emission Control Areas. Alternatively the use of an approved exhaust gas cleaning system to reduce the total emissions from the ship to an equivalent level was permitted.

Figure 1 below illustrates the maximum HFO sulphur contents, both globally and in ECA-areas where the limits are significant lower according to the IMO criteria. The global decrease from 3.50 % to 0.50% in 2020 is subject to a 2018 review where it is possible, depending on the situation, that the enforcement of the 0.50% limit can be delayed until 2025.

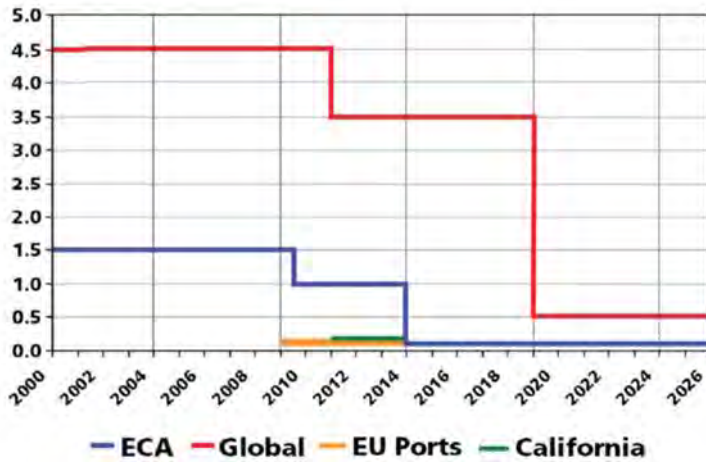


Figure 1. Maximum fuel sulphur contents according to MARPOL ANNEX VI.

The MARPOL SO₂ regulations are approaching the coming into force in 2020 and many ship owners have decided to install abatement technologies on board, in order to ensure emissions with a maximum of 0.1% sulphur oxide content.

Goltens was contracted by a large cruise vessel owner to undertake the installation of two exhaust gas scrubbers on one of its ships to comply with sulfur emissions regulations. The vessel is powered by four GMT/Sulzer 16ZAV40S and two GMT/Sulzer 12ZAV40S diesel electric generating sets.

The project involved the evaluation, planning, design and installation of two 10+ meter long exhaust gas scrubber towers on Diesel Generators #1 and #2 with a deadline to complete the operation before the end of the vessel's dry dock period in a U.S. port.



Figure 2. Rigging the scrubber section into the ship.



Figure 3. Removal of the existing exhaust gas silencer sections.



Figure 4. Lowering the scrubber section into place.



Figure 5. The fully insulated and cladded scrubber section in position on board ship.



Figure 6. A 3D model of the scrubber with system connections.

Planning and Preparation

First, technical specialists inspected the ship to evaluate the project, determine space requirements and record any logistical obstacles. In addition, 3D laser scanning of the spaces for the scrubbers was undertaken to facilitate system modelling. This enabled Goltens to complete the detailed design of the exhaust gas cleaning systems and map out a definitive process, including plans for manning the project and determining timelines for the removal of the existing exhaust silencers and installation of the new exhaust gas scrubbers within deadline. Goltens was also able to prefabricate foundation structures in its workshop and ship the prefabricated material to the vessel in anticipation of its arrival in dry dock.

Phased Approach

A ten-man crew performed the demolition work and prepared the engine casings for the rigging and installation operations, with all preparatory work being completed during a nine-day underway period prior to docking. Once in dry dock, a team of more than 40 technicians and technical managers was mobilized to complete the project within the ten-day dry-docking period. The team removed all eight exhaust silencers and installed all scrubber tower sections within 22 hours. Goltens ran two shifts with a minimum of two supervisors per shift to ensure that quality controls and safety standards were adhered to throughout the project.

On-time Completion

Goltens worked closely with the vessel's technical project management to overcome any schedule delays caused by weather and any technical obstacles encountered. As a result, the project was completed a day ahead of schedule and the vessel was able to leave dry dock as planned. As a result, the company was awarded and completed a similar contract on a sister vessel a few months later.

РОЗРОБКА ПРИСТРОЮ ДЛЯ НЕПРЯМОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОСТУ ТРІЩИН В НЕСУЧИХ СИСТЕМАХ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Бабій А.В., Бабій М.В.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

При сучасному виробництві мобільних машин, які використовуються в технологічних процесах на транспорті, у сільському господарстві чи в будь-яких інших галузях народного господарства, за основу беруть надійність даного засобу. Цей показник є вагомим і переважаючим при виборі товару покупцем на ринку. Тому забезпечення надійності мобільних машин залишається пріоритетним критерієм при їх проектуванні та експлуатації. Переважна більшість транспортних засобів мають рамні конструкції або несучі системи, в основі яких є лонжерони. Від їх надійності залежить надійність машини в цілому. Контроль та оцінка технічного стану вказаних елементів має дуже важливе значення з метою попередження критичних руйнувань.

Аналізуючи літературні джерела, де представлені праці багатьох відомих вчених відносно встановлення та контролю дійсного терміну напрацювання аналогічних конструкцій [1-2], серед множини існуючих способів завжди вибирають такий, який би був найбільш дешевий та практичний, а результат – максимально достовірний [3].

Існує багато теоретичних підходів до створення моделей руйнувань металоконструкцій, але всі вони в тій чи іншій мірі пов'язані з визначенням моменту появи тріщини та дослідженням її росту аж до критичних розмірів, коли відбудеться повне руйнування і конструкція втрачає свою функціональність.

Аналітичне дослідження конструкцій рам – задача не проста, оскільки рама є статично невизначеною системою з випадковим динамічним навантаженням. З допомогою методів механіки також майже не можливо безпосередньо розрахувати цей ресурс «живучості» в силу наведених аргументів. Тому для вирішення поставленої задачі приймемо як головний критерій – зниження жорсткості рамної конструкції.

Якщо тріщина виявлена, то можна застосувати багато безпосередніх способів для контролю її росту. Складність і достовірність такого спостереження визначається характером розвитку самої тріщини. Важливу роль тут відіграє напрямок та швидкість росту. Для цієї мети, в основному, використовують фольгові тензорезистори, ємкісні датчики для вимірювання довжини тріщини і т. д [1, 2]. Головним їх недоліком є обмеженість зони контролю та потреба в правильному орієнтуванні; складність в знятті і розшифруванні їх сигналів [3].

В роботі пропонується пристрій для непрямого контролю за ростом тріщини, шляхом дослідження крутильної жорсткості рамної конструкції. Він точно передає кут закручування між несучими елементами рами мобільної машини до чутливого елемента і не створює додаткового опору для загального процесу деформації, що дозволяє підвищити точність та надійність такого роду замірів, рис. 1 [4].

В процесі експлуатації на раму мобільної машини передаються навантаження, які сприймаються несучими елементами рами 3, 4, що викликає їх деформацію, зокрема, взаємний кут повороту (закручування), який потрібно зафіксувати. З цією метою нерухомо закріплюємо захвати 1 і 2, які крутний момент (переміщення за кутом закручування) отримують від відповідних несучих елементів рами 3, 4 та з'єднуємо їх на потрібній довжині з подовжувачами 6, 7 з'єднувальними елементами 5. Далі крутний момент подовжувачами 6, 7 передається пружним важелям 8, 9, які в дотик контактують між собою і переміщуються один відносно одного в коловому напрямку на різницю кутів закручування від деформації несучих елементів рами 3, 4. Близько вільних кінців пружних важелів 8, 9 є світлові отвори, які початково встановлені з певним перекриттям один відносно одного, а в результаті переміщення пружних важелів 8, 9 або більше перекриваються, або розкриваються, що забезпечує можливість проходження фіксованого

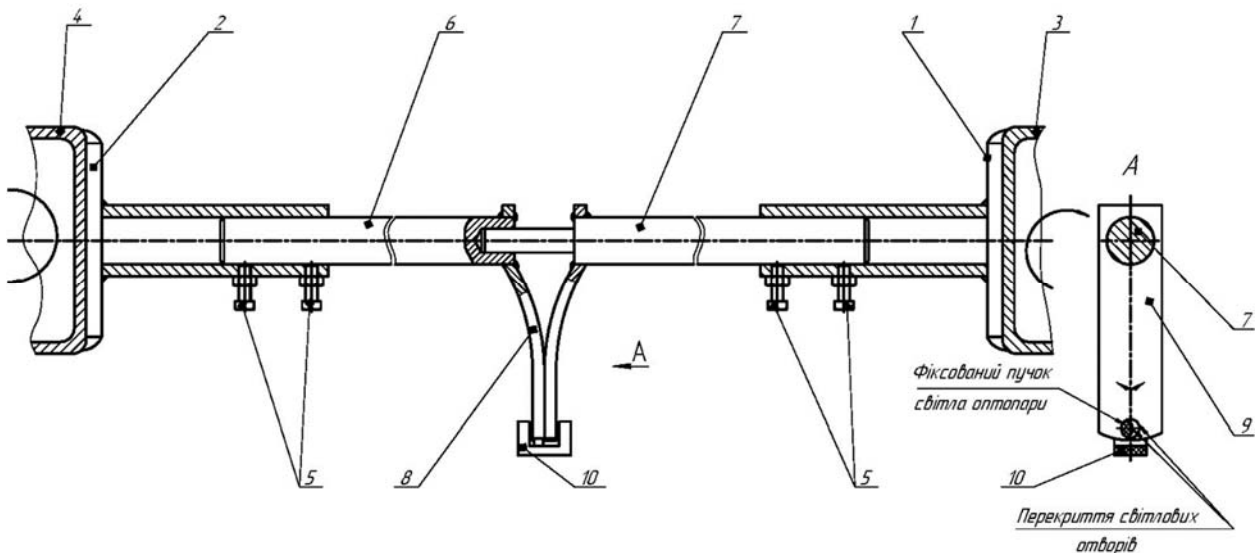


Рисунок 1. Пристрій для визначення кута закручування рами мобільної машини:
 1, 2 – захвати; 3, 4 – несучі елементи рами; 5 – з’єднувальні елементи;
 6, 7 – подовжувачі; 8, 9, 10 – складові, що утворюють чутливий елемент на основі
 оптопару

пучка світла оптопару 10 через цю утворену площу. Якість процесу дозволяє забезпечити шарнірне з’єднання-центрування подовжувачів 6, 7, причому осьовий хід циліндричного виступу подовжувача 7 в отворі подовжувача 8 компенсує переміщення несучих елементів рами 3, 4 без впливу на чутливий елемент, оскільки пружні важелі 8, 9 досить податливі в цьому напрямку, а сама оптопара 10 закріплена на одному з цих пружних важелів 8 або 9. Якщо ж виникає такого роду навантаження на несучі елементи рами 3, 4, що змушує деформуватися подовжувачі 6, 7 в поперечно-вертикальній площині, то компенсатором тут служить циліндричний виступ подовжувача 7, який має порівняно невелику жорсткість, тобто вплив на чутливий елемент виключається. Крім того, вільне ковзання пружних важелів 8, 9 один відносно іншого не чинить ніякого опору на загальний процес деформування несучих елементів рами 3, 4 мобільної машини. Покази знімаються приладом за сигналом з оптопару 10, який залежить від утвореної двома світловими отворами площі просвічування в результаті взаємного переміщення пружних важелів 8, 9. Напрямок кута закручування встановлюється за сигналом з оптопару 10 від установочного значення: збільшення-зменшення площі просвічування.

З цього випливає, що дана конструкція пристрою для визначення кута закручування рами мобільної машини дозволяє точно, без спотворення, передавати кут закручування між елементами рами мобільної машини до чутливого елемента, який не створює додаткового опору для загального процесу деформації, що підвищує точність та надійність такого роду замірів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гайдош Л. Применение датчиков для измерения усталостного повреждения материалов / Л. Гайдош // Заводская лаборатория. – 1983. – № 1. – С. 83–85.
2. Школьников М.Б. Закручивание рамы грузового автомобиля и построение программы ее испытаний на усталость кручением / М.Б. Школьников, В.Ф. Шурминов, А.Л. Эйдельман // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 5. – С. 28–30.
3. Бабій А.В. Новий пристрій для непрямого контролю за ростом тріщин в несучих системах мобільної техніки / А.В. Бабій, Т.І. Рибак, А.Й. Матвіїшин // Збірник КНТУ. Вип. 41, част.1. Кіровоград, 2011. – С. 150–154.
4. Бабій А.В. Пристрій для визначення кута закручування рами мобільної машини / Бабій А.В., Рибак Т.І., Попович П.В., Довбуш Т.А. Деклараційний патент на корисну модель 63398 G01L 1/00 (2011.01); заявлено 02.03.2011 u201102489, опубл. 10.10.2011, бюл. № 19.

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ РІЗНОПРОФІЛЬНИХ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

Гевко Б.М., Клендій В.М., Навроцька Т.Д., Котик Р.М.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Гвинтові робочі органи отримали широке використання у всіх галузях народного господарства за рахунок концентрації різних операцій у поєднанні з транспортуванням.

Для розрахунку проектування гвинтових робочих органів конвеєрів розглянемо рівняння, яке задано в параметричній формі:

$$\begin{aligned} x(\theta) &= (R_1 - d) \cos \theta + d \cos^2 \theta \\ y(\theta) &= R_1 \sin \theta \end{aligned} \quad (1)$$

де, R_1 - максимальний радіус оправки складного профілю, мм; d - внутрішній діаметр гнуптя, мм; θ - кутовий параметр, що визначає кут повороту оправки, град.

Розглянемо процес навівання стрічки на оправу складного профілю в поперечному перерізі, що заданий в параметричному виді $x=x(\theta)$, $y=y(\theta)$, розрахункова схема якого представлено на рис. 1, де θ - кутовий параметр, що визначає кут повороту оправки, рад.

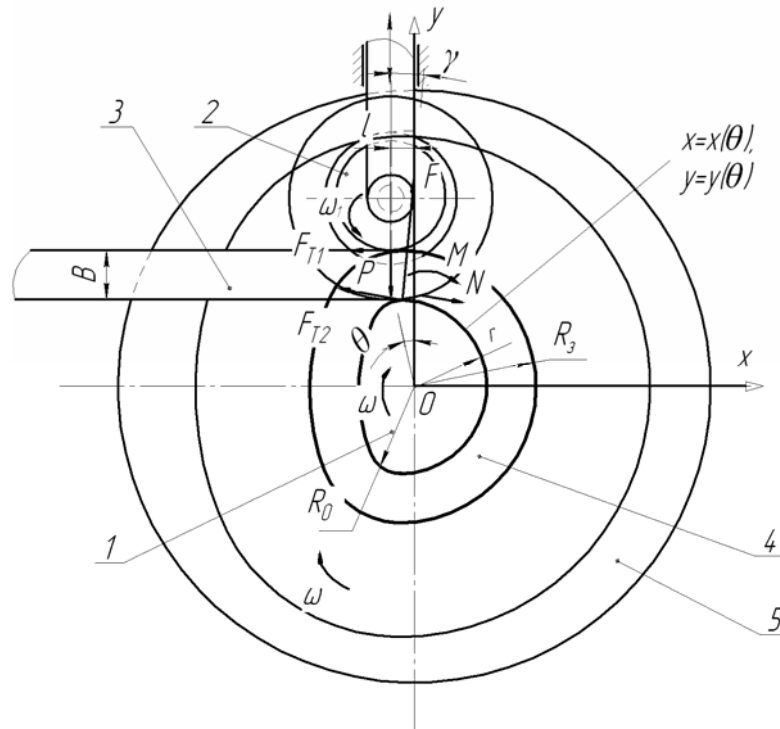


Рисунок 1. Розрахункова схема процесу навівання стрічки на оправу складного профілю: 1 –оправа складного профілю; 2 – притискний ролик; 3 –стрічка; 4 – профільний гвинтовий елемент; 5 -торцевий кулачок, форма якого відповідає еквідістанті оправки 1

Гвинтові елементи заданого вище профілю можуть використовуватись для змішування матеріалів спареними шнеками.

Для параметричного рівняння (1) встановлюємо наступні залежності:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= -(R_1 - d) \sin \theta - 2d \cos \theta \sin \theta; \\ \dot{y} &= R_1 \cos \theta; \\ \ddot{x} &= -(R_1 - d) \cos \theta + 2d(\sin^2 \theta - \cos^2 \theta); \\ \ddot{y} &= -R_1 \sin \theta. \end{aligned} \quad (2)$$

Підставляючи рівняння (2) у рівняння (1), одержуємо:

$$r = \frac{\left[\left((-R_1 + d) \sin \theta - 2d \cos \theta \sin \theta \right)^2 + R_1^2 \cos^2 \theta \right]^{\frac{3}{2}}}{\left((-R_1 + d) \sin \theta - 2d \cos \theta \sin \theta \right) (-R_1 \sin \theta) - \left((-R_1 + d) \cos \theta + 2d (\sin^2 \theta - \cos^2 \theta) \right) R_1 \cos \theta} \quad (3)$$

Розрахунки виведених залежностей виконували за допомогою пакету прикладних програм для ПК. За результатами розрахунків побудовано графіки залежності радіуса кривизни складного профілю оправи від кутового параметру (рис. 2) та залежності зусилля гнуття і крутного моменту від кута повороту оправи складного профілю (рис. 3, 4).

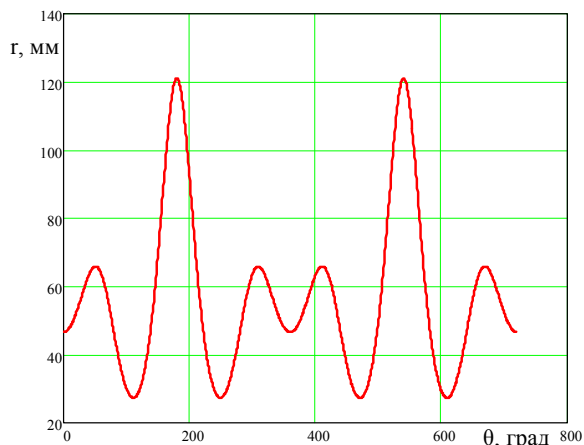


Рисунок 2. - Графіки залежності радіуса кривизни складного профілю оправи від кутового параметру $R_1=50\text{мм}$; $d=15\text{мм}$

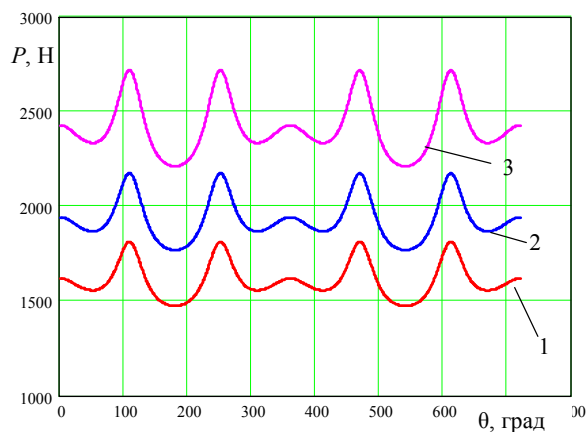


Рисунок 3. - Графіки залежності сили гнуття притискним роликом від кута повороту оправи складного профілю (Ст 3, $\sigma_B=440\text{МПа}$) $B=15\text{мм}$; $R_1=50\text{мм}$; $d=15\text{мм}$: 1 – $H=1\text{мм}$; 2 – $H=1,2\text{мм}$; 3 – $H=1,5\text{мм}$

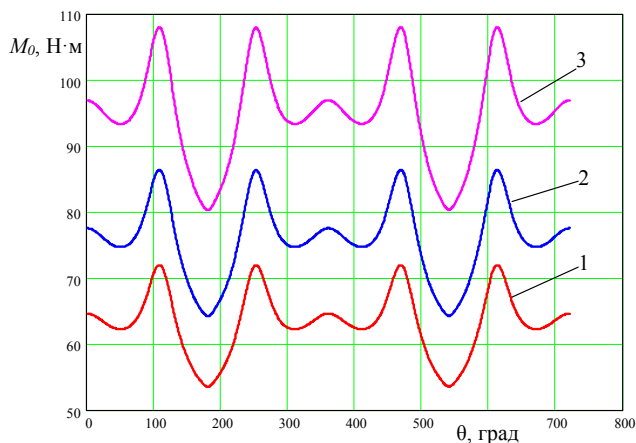


Рисунок 3. - Графіки залежності моменту, який необхідно прикласти для обертання оправи складного профілю від кута повороту оправи складного профілю (Ст 3, $\sigma_B=440\text{МПа}$) $B=15\text{мм}$; $R_1=50\text{мм}$; $d=15\text{мм}$: 1 – $H=1\text{мм}$; 2 – $H=1,2\text{мм}$; 3 – $H=1,5\text{мм}$

З графічних залежностей рис. 3, 4 видно що при товщині стрічки $H = 1$ мм, сила гнуття профільної стрічки притискним роликом знаходиться в межах $P = 1500 - 1800$ Н, а момент, який необхідно прикласти для обертання оправи $M_0 = 55 - 72$ Н·м, при $H = 1,5$ мм сила гнуття знаходиться в межах $P = 2200 - 2700$ Н, а момент $M_0 = 80 - 108$ Н·м. Зусилля і момент формоутворення набувають максимального значення в процесі формування заготовки на частині оправи із найменшим радіусом кривизни, тобто в даному випадку при 105 та 250 градусах, найменші значення досягаються при 180 градусах, коли радіус гнуття є найбільшим. Ці параметри повторюються періодично із періодом 2π .

ЛІТЕРАТУРА

1. Патент №118403, Україна Універсальний пристрій для виготовлення гвинтових заготовок різного профілю. Дячун А.Є., Навроцька Т.Д., Котик Р.М. Бюл.№15,2017.

КОМПЛЕКСНИЙ ПІДХІД ДО ВИРІШЕННЯ ПРОБЛЕМ РЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ ВИРОБНИЧИХ ПІДПРИЄМСТВ, СФЕРИ ПОСЛУГ ТА ТРАНСПОРТУ

Вовк Ю.Я., Ляшук О.Л., Вовк І.П.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Сучасний рівень соціально-економічного розвитку України зумовлює потребу підвищеного використання сукупних ресурсів, граничних резервів підприємства, а також його можливостей, тобто стратегічного потенціалу. Забезпечення ефективного використання даного потенціалу можливе лише на основі глибокого дослідження сучасних процесів щодо його реалізації, удосконалення системи управління, трансформування системи ресурсовикористання, моделювання та прогнозування розвитку виробничого процесу підприємства.

Особливо актуальним на даний час є забезпечення використання інноваційних технологій механічної інженерії, енергоресурсозбереження і машинобудування при проектуванні, дослідженні та виробництві нових транспортних засобів, створенні і реалізації інноваційних проектів, формуванні енерго- та ресурсоефективної системи діяльності виробничих підприємств, сфери послуг та транспорту.

Реалізація зазначених завдань потребує формування оновленої системи ресурсовикористання та ресурсозбереження з врахуванням взаємодії в її складі функціональних підсистем із значними адаптивними властивостями.

Для вирішення завдань пов'язаних з енергоефективністю та енергозбереженням недостатньо замінити всі лампи на енергозберігаючі, утеплити фасади будівель і встановити лічильники витрати тепла і води. Такі одиночні заходи, доречні в сфері ЖКГ, мають слабкий ефект у сфері промислового виробництва та сфери послуг.

Мало того, з досліджень німецьких фахівців стало відомо про так званий ефект «відскоку», коли, наприклад, заміна ламп на енергозберігаючі не дозволила досягнути значного ефекту від економії енергоресурсів. Персонал знаючи, що використовуються енергозберігаючі лампи, став менше вимикати освітлення, а отже, економити електроенергію. Прогнозованого ефекту від заміни ламп на енергозберігаючі не було досягнуто.

Тому необхідний комплексний підхід, спрямований не тільки на зниження витрат енергії, тепла, води, матеріалів тощо, але і на системну енергоефективну організацію всього процесу проектування, виробництва, інженерної інфраструктури, будівель і споруд.

Серед вітчизняних науковців і практиків, котрі здійснили вагомий внесок у розроблення комплексної системи ресурсозбереження та ресурсовикористання варто назвати таких, як Б. Андрушків, О. Батура, В. Геєць, І. Іпполітова, М. Ковалко, Ю. Лола, Ю. Мазін, В. Микитенко, М. Паламарчук, С. Половнікова, Л. Рубан, С. Скоков, І. Сотник та ін. [1-7].

Енергоефективність в цьому контексті відрізняється від енергозбереження тим, що не тільки передбачає скорочення зайвих витрат енергії і ресурсів, але і максимізує економічний ефект від витраченої енергії.

До останнього часу недостатня ефективність компенсувалася невисокою ціною на енергоносії. Сьогодні ситуація ускладнилася. Низька якість застарілої і невідповідної сучасним вимогам інженерної, енергетичної і транспортної інфраструктури призвело до того, що сьогодні, наприклад, електроенергія в країні стала дорожчою, ніж в інших промислово розвинених країнах.

А отже, якщо не впроваджувати інноваційні системні заходи щодо розвитку комплексної енергоефективності, наша економіка стане неконкурентоспроможною.

Фахівці говорять про початок нової епохи і про принципово нові підходи в архітектурі, стандарти енерго- і екоефективності стають головним принципом при

будівництві нових та реконструкції старих будівель.

Для промислових і громадських будівель, в тому числі, для об'єктів готельно-ресторанного сервісу, ці тенденції настільки ж актуальні. Енергоефективний підхід до проектування промислових будівель починається вже з грамотного вибору розміщення і планування підприємства з точки зору логістики та транспортної інфраструктури, «стикування» з наявними енергетичними та інженерними мережами, врахування кліматичних умов.

Наступним важливим кроком є застосування «енергоефективних» архітектурних і конструктивних рішень. Ці рішення передбачають вибір планування і конструкції будівлі, що знижує витрати на опалення, вентиляцію, кондиціонування. Застосування сучасних теплоізоляційних матеріалів, енергозберігаючих вікон і дверей є далеко не єдиним і навіть не головним чинником.

Іншим надзвичайно важливим аспектом виступають інженерні системи, включаючи опалення, очищення повітря, системи доставки води та робочих газів, пожежогасіння тощо. Особливої уваги приділяють сучасними систем рекуперації повітря в приміщеннях, які дозволяють заощадити значно більший відсоток енергії в порівнянні з іншими напрямками енергозбереження.

Наступним важливим аспектом ресурсоефективності є раціональна організація виробничих процесів, переміщення вантажів і людей всередині будівлі, правильне зонування, поділ «чистих» і «брудних», «теплих» і «холодних» зон і вантажопотоків. Енергоефективність – це комплексна системна характеристика і її не можна зводити до виконання встановлених стандартів та певних розділів, що стосуються енерго- та ресурсозбереження, проектно-кошторисної документації.

Замовник уже при формуванні технічного завдання для проектувальника повинен приймати рішення про енергоефективність виробництва.

При всій важливості вищезазначених факторів вирішальним є інноваційність використовуваного технологічного обладнання та технологія як така.

ЛІТЕРАТУРА

1. Вовк Ю.Я. Пути формирования ресурсоэффективной транспортной системы / Ю.Я. Вовк // Экономические тенденции. – 2017, Вып.1, №1. – С.1-7.
2. Микитенко В. В. Формування, нарощення та практичне використання потенціалу системно-універсального функціонування [Електронний ресурс] / В.В. Микитенко, О.О. Прохода // Бізнес навігатор. – 2009. – № 1. – Режим доступу: http://www.nbu.gov.ua/old_jm/Soc_Gum/Biznes/2009_1/2009/01/090106.pdf.
3. Ресурсономіка: теоретичні та практичні аспекти / Андрушків Б.М., Вовк І.П., Вовк Ю.Я. та ін. – Тернопіль : Терно-граф, 2012. – 456 с. ISBN: 978-966-457-121-7
4. Сергійчук І. І. Складові системи адаптивного управління в структурі механізму формування підприємством масштабу діяльності / І.І.Сергійчук // Экономика и управление. – 2012. - № 3. – С. 147-153.
5. Хандріх Л. Концепція стратегії низьковуглецевого розвитку України. Програма інвестування та економічної модернізації / Л. Хандріх // The consulting company of DIW Berlin, DIW econ GmbH, 2015. 52 с.
6. COMeSafety. (2009). Cooperative Mobility for Energy Efficiency. Retrieved from: <http://www.ecomove-project.eu/links/comesafety/>
7. Vovk, Y. (2016). Resource-efficient intelligent transportation systems as a basis for sustainable development. Overview of initiatives and strategies. Journal of Sustainable Development of Transport and Logistics, 1(1), 6-10. doi:10.14254/jsdtl.2016.1-1.1.

ІННОВАЦІЙНІ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ТА ВИРОБНИЦТВІ СУЧАСНИХ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Гнатов А.В., Аргун Щ.В.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет (Україна)

Вступ. Все більш актуальними стають питання пов'язані із заощадженням електроенергії, енергоефективністю і екологічністю. Особливо гостро вони постають у транспортній галузі, яка є однією з найбільш динамічних і таких, що стрімко розвиваються. Це й не дивно, бо транспорт є однією з найважливіших складових життя сучасної людини. І особливо яскраво це проявляється в великих мегаполісах переповнених усіма можливими видами транспорту, лівову частину якого займає мережа громадського транспорту, який повинен мати не тільки належний рівень комфорту, а й відповідати всім сучасним екологічним нормам і вимогам [1-5].

Актуальність досліджень. Найбільш перспективним на даний момент видом громадського транспорту в містах є гібридні автобуси і електробуси [1, 6-8]. Зі зростанням їх кількості необхідно розвивати і відповідну інфраструктуру, яка зможе забезпечити надійне та ефективне функціонування даного виду транспорту. На даний момент вже очевидно, що неможливо обійтися без побудови широкої міської та заміської мережі зарядних станцій для електробусів і гібридних автобусів, а також для електромобілів і автомобілів plug-in hybrid [1, 4, 6, 8]. Такі зарядні станції повинні бути обладнані відповідно до норм екологічної безпеки з максимальним застосуванням поновлюваних і альтернативних джерел електроенергії (сонячних батарей, вітрогенераторів тощо) [2, 5, 9].

Постановка задачі. Проектування та розробка електробусу на ультраконденсаторах, як інноваційного енергоефективного автотранспортного засобу.

Результати дослідження. Пропонується, на базі автобуса малого класу, наприклад, «Богдан А091» зробити електробус у якого, на місці розташування двигуна, буде знаходитися блок ультраконденсаторів (3) з апаратурою управління, рис. 1 [7, 8].

Два електричні двигуни (4) розміщуються безпосередньо на осі обертання коліс, як це зображено на рис. 1. Зарядний пристрій розташовано на даху електробуса, що дозволить безпечно заряджати ультраконденсатори на зупинках громадського транспорту.

Вибір того чи іншого типу електричної машини для електробуса не може бути проведений у відриві від вибору інших елементів тягового електроприводу. Застосування кожного типу двигунів потребує істотних змін силового перетворювача, механічних елементів (редукторів, гальм), набору первинних вимірювачів (датчиків положення, швидкості і т.п.), а також визначає побудову системи управління.

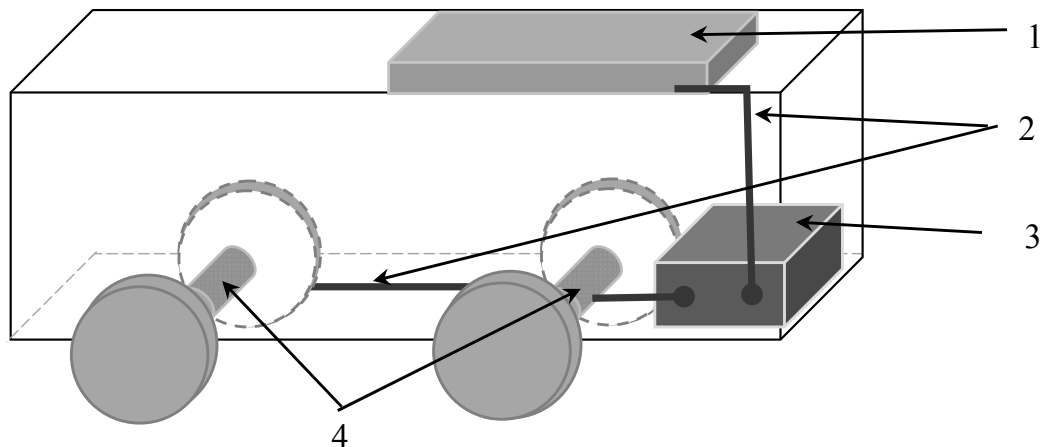


Рисунок 1. Структурна схема електробуса на ультраконденсаторах: 1 – зарядний пристрій; 2 – проводка; 3 – блок ультраконденсаторів; 4 – електричні двигуни

Згідно з проведеними розрахунками визначаємо технічні вимоги для компонентів електричної силової установки у складі міського автобуса «Богдан А091», табл. 1.

Таблиця 1. Технічні вимоги для електробуса «Богдан А091»

Найменування	Значення
Номінальна потужність електродвигуна, кВт	60
Максимальна потужність електродвигуна, кВт	120 (два по 60)
Номінальна потужність накопичувача, кВт	90
Енергія накопичувача при номінальній потужності, МДж	більше 1,44
Ресурс, цикл	< 1000 000
ККД в циклі заряд/розряд (η),	< 0,8
Термін служби, років	10
Максимальний пробіг за рахунок енергії накопичувача, км	до 5

Розрахований час заряду ультраконденсаторів буде складати від 20...30 с до 5 хв. Цей час визначається потужністю зарядного пристрою. Зарядний пристрій пропонується організувати за схемою, що запропонована компанією АВВ [9], бо вона відповідає всім стандартам, протоколам та нормам безпеки, що пред'являються до громадського транспорту в країнах ЄС.

Висновки.

Запропоновано в якості автобуса малого класу в міських умовах експлуатації використовувати електробус на ультраконденсаторах. Визначено технічні вимоги для компонентів електричної силової установки в складі міського електробуса на ультраконденсаторах.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бажинов О.В. Гібридні автомобілі: [монографія] / [О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Серіков та ін.]; Харк. нац. автомоб.-дор. ун-т. – Х.: Крок, 2008. – 327 с.
2. Bellekom S. et al. Electric cars and wind energy: Two problems, one solution? A study to combine wind energy and electric cars in 2020 in The Netherlands //Energy. – 2012. – Т. 45. – №. 1. – С. 859-866.
3. BYD Electric Car // Матеріали сайту – 2016. – Режим доступу: http://evsroll.com/BYD_Electric_Car.html.
4. Clean Energy Ministerial; Electric vehicles initiative; International Energy Agency. Global EV Outlook: Understanding the Electric Vehicle Landscape to 2020; OECD/IEA: Paris, France, 2013.
5. Etezadi-Amoli M. Rapid-charge electric-vehicle stations / M. Etezadi-Amoli, K. Choma, J. Stefani – IEEE Transactions on Power Delivery, vol. 25, № 3. – 2010. – с. 1883–1887.
6. Xiaogang Wu. Energy Flow Chart-Based Energy Efficiency Analysis of a Range-Extended Electric Bus / Wu Xiaogang, Hu Chen, Chen Jingfu, – Mathematical Problems in Engineering. – 2014. – Article ID 972139, 12 с. <http://dx.doi.org/10.1155/2014/972139>.
7. Гнатов А.В., Аргун Щ.В., Підгора О.В. Сучасні технології на автобусному транспорті. Матеріали IV-ої міжнародної науково-практичної інтернет-конференції [“Сучасні технології та перспективи розвиткуавтомобільного транспорту”] (14-15 квітня 2016 р., м. Вінниця). Вінниця, ВНТУ, 2016, 139 с., С. 93–97.
8. Гнатов А.В. Енергозберігаючі технології на транспорті / А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун, О.А. Ульянец. – Луцьк : Наукові нотатки, В.55. – 2016. – С. 80–86.
9. АВВ launches fast charging robot for public buses // Матеріали сайту – 2016. – Режим доступу: <http://www.abb.com/cawp/seitp202/bc2c3a332d7a35c5c1257ee3002d9a19.aspx>.

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ЗНИЖЕННЯ ВИКИДІВ ДІОКСИДУ ВУГЛЕЦЮ НА СУЧАСНИХ СУДНАХ

Горбов В.М., Мітенкова В.С.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (Україна)

Вступ. Зниженню викидів діоксиду вуглецю з боку водного транспорту, як частині глобальної стратегії в рамках Паризької кліматичної угоди, приділяється все більше уваги з боку Міжнародної морської організації (ІМО). Для оцінки екологічної ефективності новозбудованих суден застосовується індекс EEDI (Energy Efficiency Design Index), визначення якого регулюється відповідним додатком до резолюції Комітету захисту морського оточуючого середовища (Marine environment protection committee) при ІМО [1]. В процесі розрахунку EEDI та верифікації отриманих результатів з метою отримання судном “EEDI Technical File”, де зазначається відповідність вимогам щодо рівня викидів CO₂, окрім МЕРС.245(66) розроблено інші резолюції. В даних документах чітко регулюються додаткові та суміжні питання, пов’язані з індексом енергетичної ефективності, зокрема наводяться дані щодо інноваційних енергоефективних технологій. Класифікація цих технологій, а також методики розрахунку коефіцієнтів при їх використанні, які враховуються у базовій формулі для EEDI, представлені у відповідному керівництві [2].

Актуальність. У заявах ІМО зазначається, що перелік рекомендованих технологій, наведених у МЕРС.1/Circ. 815, не є остаточним, а з часом буде доповнюватися. Представляє інтерес аналіз конкретних заходів для зниження викидів діоксиду вуглецю, що застосовуються на сучасних суднах, які є кращими у свої класах.

Постановка задачі. Огляд таких технологій дасть змогу визначити тренди щодо ефективності та розповсюдженості різноманітних заходів та використовувати результати аналізу при розробці рекомендацій щодо проектування нових суден різних типів.

Результати дослідження. У МЕРС.1/Circ. 815 в залежності від способу впливу на розрахунок EEDI технології поділяються на три групи [2]:

- група (А) включає заходи, що безпосередньо впливають на співвідношення швидкості та пропульсивної потужності судна. До цієї групи відносяться технології, що впливають на гідродинаміку судна і не можуть бути розраховані за окремими залежностями. Їх внесок у зниження викидів оксиду вуглецю можна визначити лише шляхом математичного моделювання чи фізичного випробування у дослідному басейні. До цієї групи відносять: використання спеціальних покриттів корпусу, що знижують тертя, оптимізацію форми корпусу та параметрів гвинтів, зниження гідродинамічних втрат від рульових пристроїв.

- до групи (В) відносяться заходи, спрямовані на зниження пропульсивної потужності судна без зміни швидкості, але які не генерують додаткову електричну енергію. Ця група ділиться на дві підгрупи: (В-1) – технології, які можна використовувати протягом всього рейсу (наприклад, повітряне змащення корпусу) та (В-2) – мають певні обмеження і застосовуються на повну потужність лише обмежений період (наприклад, використання енергії вітру).

- технології групи (С) дають змогу отримувати електричну енергію без спалювання додаткової кількості палива. За аналогією з групою (В) включає дві підгрупи (С-1) і (С-2), до яких відносять, відповідно, технології, що можна використовувати протягом всього рейсу та лише лімітований проміжок часу. Прикладом заходів (С-1) можуть бути установки утилізації теплоти з електрогенераторами, (С-2) – фотоелектричні елементи (сонячні панелі).

Слід відмітити, що в формулі для EEDI наразі не враховуються викиди CO₂ при роботі допоміжних котлів, відповідно, використання систем утилізації без отримання механічної або електричної енергії не розглядаються і у МЕРС.1/Circ. 815 [1, 2].

Щороку Королівський інститут корабельних інженерів Великобританії (The Royal Institution of Naval Architects – RINA) у виданні *Significant Ships* публікує перелік та стислі відомості щодо найбільш цікавих проектів у суднобудівній галузі відповідно до вибору експертного товариства. До переліку зазвичай входять судна різних типів, які спроектовані та побудовані з урахуванням останніх вимог міжнародних конвенцій у сфері регулювання

мореплавства, в т.ч. нових екологічних стандартів. Проекти, зібрані у *Significant Ships*, є досить репрезентативною вибіркою, за якою можна визначити головні тренди у використанні різних типів технологій.

Аналіз даних за 2016 р. показав, що практично на всіх типах суден, на які розповсюджується дія індексу енергетичної ефективності, використовуються технології зниження витрат палива. Для забезпечення досить жорстких обмежень вимог щодо значення EEDI зазвичай передбачується комплексне використання декількох технологій одночасно [3].

Досить широко застосовуються технології групи (А) для зниження гідродинамічного опору, що включають змінення обводів корпусу і використання гвинтів та рульових пристроїв поліпшеної конструкції. Якщо розглядати вплив на значення EEDI з боку пропульсивної установки, то на розглянутих суднах застосовуються двигуни з електронною системою контролю впорскування палива, встановлено удосконалені прямі або редуторні передачі з меншими втратами, валогенератори та привідні пропульсивні електродвигуни [3].

Зниження викидів CO₂ можна досягти і заміною палива з меншим вмістом вуглецю, тому на багатьох суднах із розглянутих встановлено двопаливні двигуни з можливістю робота на зрідженому природному газі. А, наприклад, на танкері-хімовозі *Lindanger* в якості альтернати використовується метанол, який вважається досить перспективним морським паливом, застосування якого дає змогу суттєво зменшити викиди, що нормуються (вуглець, сірка, азот, тверді частки) [3].

Особливий інтерес привертають нестандартні технології економії палива на суднах. Так, на автомобілевозі *Drive Green Highway* застосовується розробка Kawasaki Heavy Industries для одночасного зниження викидів оксидів вуглецю та азоту, що включає систему рециркуляції відхідних газів та використання воднопаливних емульсій. На вантажному судні EEVA VG головний двигун 8DZC (Anglo Belgian Corporation) оснащений додатковою паливною системою для роботи на біопаливі, при цьому для зберігання та підготовки дизельного і біодизельного палив передбачені окремі танки для зберігання та обладнання для підготовки. Гібридна дизель-електрична установка порому *Seaspan Swift* окрім двох газодизельних двигунів включає блок із 84 літєвих полімерних батарей, що дозволяє акумулювати електричну енергію і використовувати при потребі з найбільшою ефективністю [3].

Слід зазначити, що такі заходи, як використання спеціальних покриттів и повітряне змащення корпусу, а також встановлення сонячних панелей, поки що не знайшли розповсюдження і застосовуються на обмеженій кількості суден. Це незважаючи на те, що у документах ІМО на цих рішеннях акцентуються увага і наводяться методики розрахунку коефіцієнтів ефективності від їх використання [3].

Висновки:

– досягнути відповідності щодо жорстких обмежень на викиди діоксиду вуглецю можна лише при використанні відповідних інноваційних технологій, переважно у комплексі;

– на сучасних судна, які є найкращому у своєму класі, для забезпечення потрібних значень EEDI для зменшення гідродинамічного опору використовують змінення у обводах корпусу та оптимізацію гвинтів і рульових пристроїв, з боку пропульсивної установки трендовими рішеннями можна вважати вибір газодизельних двигунів або двигунів с електронною системою впорскування, а також зменшення втрат енергії у передачах на валопроводі;

– серед нетипових рішень щодо зниження викидів діоксиду вуглецю можна віднести використання воднопаливних емульсій, біопалив та метанолу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Resolution MEPC.245(66): 2014 Guidelines on the method of calculation of the attained energy efficiency design index (EEDI) for new ships.

2. MEPC.1/Circ. 815: 2013 Guidance on treatment of innovative energy efficiency technologies for calculation and verification of the attained EEDI.

3. Significant Ships of 2016 [Text] / [editors Speares S., Grisbrook R.]. – London: RINA, 2017. – 95 p.

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ВИНТО-РУЛЕВОГО КОМПЛЕКСА НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Корнелюк О.Н., Самохвалов В.С., Самохвалова Е.В.
*Херсонский филиал Национального университета кораблестроения
имени адмирала Макарова (Украина)*

Вступление. Современные экономические условия характеризуются все более жесткой конкуренцией на международном рынке судостроения, что ставит перед проектантами и судовладельцами новые задачи, к числу которых можно отнести создание экономически выгодных судов, позволяющих получать наибольшую прибыль, ограниченность времени постройки, снижение затрат и повышение качества проектирования судов.

Актуальность исследований. Как известно, пропульсивный комплекс состоит из: источника энергии – главного двигателя, устройства передачи мощности – редуктора и/или валопровода, движителя и потребителя энергии – корпуса судна. Схема такого комплекса представлена на рисунке 1.

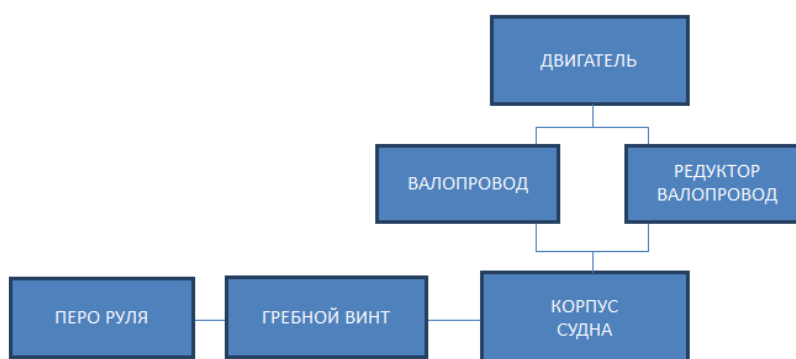


Рисунок 1. Состав пропульсивного комплекса судна

В настоящее время до 60% (в зависимости от типа и назначения судна) текущих эксплуатационных затрат приходится на топливо. Непрерывный рост цен на жидкое органическое топливо стимулирует актуальность и интенсификацию научных исследований, направленных на повышение пропульсивных характеристик транспортных судов.

Постановка задачи. Поскольку движение судна обычно осуществляется за счёт подвода энергии от двигателя к движителю, то неизбежны её потери при передаче. Поэтому мощность, вырабатываемая двигателями, или эффективная мощность, должна быть больше. Только слаженная работа всех составляющих комплекса как единого целого, способна обеспечить надёжную эффективную эксплуатацию судна как плавательного сооружения, выполняющего те или иные функции - будь то грузопассажирское судно или судно технического флота.

Определяющим фактором эффективности винто-рулевого комплекса при совместной его работе за корпусом судна является множество варьируемых параметров, таких как геометрия гребного винта, геометрия руля, взаимное расположение баллера руля и гребного винта и т.д. Если рассмотреть работу двух подобных комплексов с различными профилями рулей и лопастей гребных винтов, то картины распределения скоростей и давлений будут различными, и соответственно различной будет эффективность комплексов.

Результаты исследований. В рамках экономии затрат и времени на проектирование движителя создавать модели и проводить огромное количество модельных экспериментов в опытовых бассейнах очень дорого. Детальное проектирование гребных винтов осуществляется в научно-технических организациях, имеющих экспериментальную базу для проведения модельных испытаний гребного винта. Основным требованием к моделям

гребных винтов является точность соответствия изготовленного профиля лопастей спроектированному, которая, в свою очередь, определяет достоверность информации, получаемой при их испытании. Это выступает очень трудоёмким процессом. Теоретические основы тоже не всегда достоверно на 100% могут предсказать картину эффективности винта (теория несущих линий, теория несущей поверхности, теория элементов лопасти). Одним из выходов сегодня для комфортного многовариантного проектирования выступает использование CFD-пакетов как одного из этапов проектирования движителя. Широкое применение нашли такие пакеты как SIGMAFLOW, ANSYSFLUENT, STAR-CD, Fluent, FlowVision.

На рис. 2 представлены распределение скоростей и давлений при работе комплекса в среде CFD-пакета [1,3].

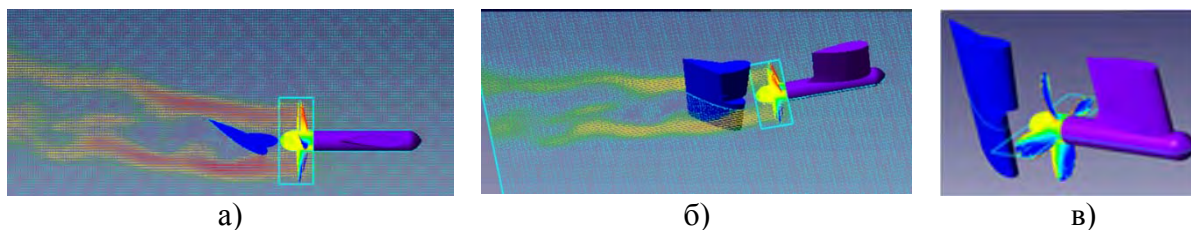


Рисунок 2. Моделирование работы винто-рулевого комплекса в среде CFD-пакета (а - распределение скоростей, б - распределение давлений; в – общий вид)

Таким образом, проводя численные эксперименты и сравнивая полученные результаты между собой можно говорить о выявлении наиболее эффективного варианта работы системы гребной винт - руль.

Влияние работы гребного винта на гидродинамические характеристики руля обусловлено следующими причинами:

- увеличением скорости потока, набегаемого на руль,
- уменьшением скоса потока, образующегося вследствие криволинейного движения судна.

Выводы. Из теории известно, что на винт, установленный за судном, влияет корпус, уменьшая коэффициент полезного действия движителя. При этом режимы работы судна и картина обтекания корпуса водой (его геометрия) совершенно по-разному влияют в случае каждой конкретной формы корпуса и его размеров. Отсюда следует, что чем большим будет коэффициент полезного действия проектируемого гребного винта при работе в свободной воде, тем большее значение КПД движителя будет обеспечено при работе его за корпусом. Следовательно, это позволит экономить топливо при выполнении рейсов, стоимость которого с каждым годом возрастает. Таким образом, повышение коэффициента полезного действия движителя хотя бы на 1% позволит сэкономить эшелоны топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алямовский А.А. Solid Works 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский. – Москва : БХВ–Петербург, 2008. – 1040 с.
2. Корнелюк О.Н. Выбор оптимальных расчетных параметров при моделировании работы гребного винта в свободной воде в среде Flow Vision [Текст] / О.Н. Корнелюк // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2014. – № 5. – С. 17–21.
3. Король Ю.М. Технология моделирования работы судовых винто-рулевых комплексов в среде Flow Vision [Текст] / Ю.М. Король, О.Н. Рудько // Труды Всерос. науч.-практ. конф. «Инженерные системы–2010». – М. : РУДН, 2010. – С. 137–141.
4. Чижиумов С.Д. Основы гидродинамики: учеб. Пособие / С.Д. Чижиумов. – Комсомольск-на-Амуре : ГОУВПО «КнАГТУ», 2007. – 106 с.
5. Bulten, N. Optimum propeller design leads to higher ship efficiency [Электронный ресурс] / N. Bulten // Wärtsilä Technical Journal – 2014. – Режим доступа: <https://www.wartsila.com/twentyfour7/in-detail/optimum-propeller-design-leads-to-higher-ship-efficiency>. – Загл. с экрана. – Проверено: 04.07.2017.

ДО ПИТАННЯ ВИМІРЮВАННЯ ШОРСТКОСТІ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

¹Кривий П.Д., ¹Дзюра В.О., ²Тимошенко Н.М., ¹Апостол Ю.О.

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

²Національний університет «Львівська політехніка» (Україна)

Дана робота присвячена питанню вимірювання повздовжньої [1] шорсткості механічним контактним методом за параметрами: середнє арифметичне відхилення профілю – R_a , висота нерівностей профілю за 10-ма точками – R_z [6] циліндричних поверхонь сформованих як методом зняття зрізаного шару, наприклад, протягуванням, так і методом пластичного деформування, без зняття зрізаного шару, наприклад, волочінням, калібруванням у філь'ерах, дорнуванням, тощо. Однією із особливостей таких циліндричних поверхонь є те, що сліди оброблення, які формують шорсткість, розміщені паралельно твірним цих поверхонь.

Проаналізовано відомі методи вимірювання шорсткості [2, 4, 6]. Виявлено певні недоліки цих методів, а саме: обмежений діапазон вимірювань, невисока точність і достовірність отриманих результатів для порівняльного безконтактного методу [3]; незабезпечення належної достовірності результатів при використанні безконтактного оптичного методу [6], незадовільна точність результатів для механічного контактного методу [6] внаслідок появи похибки при переміщенні та ощупуванні перпендикулярно осі повороту її голкою - по коловій траєкторії.

Відзначено, що спільним недоліком відомих методів вимірювання шорсткості за певним параметром є неврахування стохастичного характеру мікрогеометрії поверхні і відсутність при цьому методик статистичного опрацювання результатів.

Встановлено [4], що при різних видах чистової фінішної обробки циліндричних поверхонь, таких як: вигладжування, шліфування, полірування, притирання і хонінгування оброблені поверхні можуть характеризуватись однаковим значенням $R_a = \text{const}$, але різними структурам профілів. Окрім цього в [4] показано, що при однакових значеннях R_a зносостійкість контактуючих поверхонь суттєво відрізняється.

Підкреслено, що регламентований різними міжнародними і державними стандартами (ISO 4287, TNL, ГОСТ 25142-82) такий параметр шорсткості як R_a , який для

дискретних величин визначається за формулою $R_a = \sum_{i=1}^n |h_i| / n$, де n – кількість значень висот

нерівностей на базовій довжині; h_i – висота i -ї нерівності виміряна від середньої лінії, внаслідок того, що $|h_i| > 0$ не може бути ґрунтовною і ефективною оцінкою шорсткості так як він характеризує не реальний, а віртуальний профіль. Враховуючи те, що параметр R_a , функціонально пов'язаний з R_z [4, 6] та на підставі вищевикладеного, можна стверджувати, що оцінка шорсткості параметрами R_a , і R_z недостатня.

Запропонована методика вимірювання шорсткості циліндричної поверхні, зокрема зовнішньої зображено на рис. 1 і полягає у наступному. Досліджувану деталь, встановлюють у пристрій, який має можливість здійснювати, із заданою швидкістю, обертовий рух відносно повздовжньої своєї осі. При цьому прилад для вимірювання шорсткості контактним методом розміщують так, щоб вісь штока, на якому розміщена алмазна голка, була перпендикулярно до повздовжньої осі циліндричної поверхні. Саму голку цього приладу встановлюють, наприклад, на першій трасі до контакту з досліджуваною поверхнею у найвищій точці зовнішньої циліндричної поверхні або найнижчій точці внутрішньої циліндричної поверхні. Після цього циліндричній поверхні надають обертовий рух з частотою обертання $n = V / \pi D$, де V – забезпечувана приладом швидкість повздовжнього переміщення штока з голкою, мм/хв.; D – діаметр циліндричної поверхні, мм.

Цю поверхню повертають на кут $360^\circ \cdot l / \pi \cdot D \leq \varphi_1 \leq 360^\circ \cdot L / \pi \cdot D$, де l – довжина траси, яку забезпечують при проведенні досліджень нерівностей, які характеризують шорсткість поверхні [5], L – довжина лінії відліку приладу і визначають параметр R_{a1} .

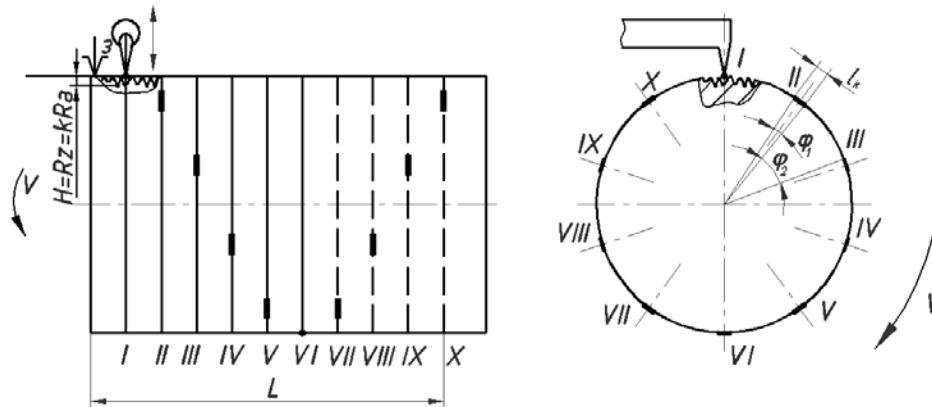


Рисунок 1. Схема вимірювання шорсткості на зовнішній циліндричній поверхні

В подальшому голку відводять із контакту з досліджуваною поверхнею і деталь повертають на кут $\varphi_2 = 360^\circ / k - \varphi_1$, де k – кількість трас вимірювання рівномірно розміщених за законом рівної ймовірності як по довжині циліндричної поверхні, так і по колу. Після цього прилад переміщують у повздовжньому напрямі до другої траси. Голку доводять до контакту із досліджуваною поверхнею і вищеописані прийоми аналогічно повторюють і отримують значення R_{a2} . Здійснюють таких вимірювань не менше 10 і отримують статистичний ряд випадкових значень R_{ai} ($i > 10$), які піддають статистичному обробленню за методом ітерацій [2] з теорії малої вибірки і отримують математичне сподівання $M(R_a)$, дисперсію $D(R_a)$ і коефіцієнт варіації K_v , який визначають за формулою $K_v = \sqrt{D(R_a) / M(R_a)}$. За істинне значення шорсткості приймають максимальне значення параметра $R_a = M(R_a) + 3\sqrt{D(R_a)}$, а за коефіцієнтом K_v встановлюють стабільність процесу формування шорсткості. Апробація запропонованого методу підтвердила високу достовірність і точність отриманих результатів. Відносна похибка по відношенню до $M(R_a)$ склала 19%, а по відношенню до R_{\min} і R_{\max} відповідно 33,1% і 2,3%.

Висновок. Запропонована методика вимірювання повздовжньої шорсткості на основі імовірнісного підходу дає можливість підвищити точність і достовірність отриманих результатів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Билик, Ш.М. Макрогеометрия деталей машин / Ш.М. Билик. – 2-е изд. . – М. : Машгиз, 1972. – 344с.
2. Характеристика міцності пресових з'єднань втулка-пластина на основі теорії малої вибірки / Петро Кривий, Надія Тимошенко, Олег Грушицький, Іван Ревіцький // Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій», 19–21 травня 2015 року – Т. : ТНТУ, 2015 – С. 93-94. — (Сучасні технології в будівництві, транспорті, машино- та приладобудуванні).
3. Ю.Ф. Назаров. Методы исследования и контроля шероховатости поверхности металлов и сплавов / Назаров Ю.Ф., Шкилько А.М., Тихоненко В.В., Компанец И.В. // Физика и инженерия поверхности , 2007, т. 5, № 3-4, vol. 5, No. 3-4. – С. 207-216.
4. Хусу А.П. Шероховатость поверхности (теоретико-вероятностный подход) / Хусу А.П., Виттенберг Ю.Р., Пальмов В.А. Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука», 1975. – 344 с.
5. ДСТУ 2409-94 Вимірювання параметрів шорсткості. Терміни та визначення.
6. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник. – 5-е изд. перераб. и доп. / А.И. Якушев – М.: Машиностроение, 1979. – 343 с.

ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ТА ФОРМУВАННЯ ГОЛОВНОГО ЗАДНЬОГО КУТА МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ІНСТРУМЕНТІВ НА ПРИКЛАДІ ТОКАРНИХ РІЗЦІВ

¹Кривий П.Д., ¹Кобельник В.Р., ²Тимошенко Н.М., ¹Михалчич Г.Ю.

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

²Національний університет «Львівська політехніка» (Україна)

Проаналізовані визначення і позначення головного заднього кута токарних різців встановлені відповідними нормативами (стандартами) [3, 7, 8, 15], і запропоновані окремими дослідниками, зокрема українськими [9, 11], російськими [2, 12], англійськими, американськими та німецькими [1].

Підкреслено, що у абсолютній більшості досліджених літературних джерел [1 – 3, 7-9, 11, 12 та ін.] визначення головного заднього кута подано, як кут, який розміщений між задньою поверхнею леза, або дотичною до неї і площиною різання, тобто подають, як кут між двома площинами. Але двогранний кут між площинами вимірюється лінійним кутом, який дорівнює куту між нормальними векторами цих площин, а окрім цього площина різання не завжди є плоскою.

Відзначено, що вищенаведена інтерпретація поняття «кут» суперечить визначенню, яке подано у [6, 13] і формулюється так: «кут – це геометрична фігура утворена двома лініями, що виходять з однієї точки».

Показано, що автори деяких наукових праць пропонують уточнені визначення цього геометричного параметра токарних різців, а саме: головний задній кут α токарних різців, це кут утворений між лініями перетину січної площини (не уточнено якої: головної чи допоміжної?) з площиною різання та задньою поверхнею леза [11] і як кут між слідами площини різання та задньої поверхні у головній січній площині [12]. Слід підкреслити, що такі визначення можуть бути коректними для випадку, коли площина різання, головна задня поверхня різця і головна січна площина є плоскими, тобто це може мати місце тоді, коли процес різання здійснюється гостро заточеним різцем з радіусом при вершині $r = 0$, кутом нахилу головної різальної кромки (ГРК) $\lambda=0$ і головним переднім кутом $\gamma=0$.

У випадку точіння різцем з $r \neq 0$, $\gamma \neq 0$ і $\lambda \neq 0$ і з глибиною різання $t \leq r$, особливо з використанням важких токарних верстатів, наприклад, при обточуванні фасонних поверхонь ободів колісних пар з використанням чашкових різців у яких головна задня поверхня є конічною, при строгому підході, головна задня поверхня або її частина є неплоскою, а поверхнею вищих порядків. Такі конструкції різців з неплоскими передньою, наприклад «синусоїдальною» і головною задньою поверхнями забезпечують підвищення стійкості від декількох до десятків разів [5].

Запропоновано площину різання подавати, як суцільний спектр різних за величиною і напрямом векторів швидкості різання, кінці яких розміщені на ГРК. При цьому на криволінійній ділянці ГРК при умові, що $\lambda=0$ і вершина різця встановлена на рівні осі обертання заготовки, площина різання буде циліндричною поверхнею. У підсумку площина різання буде неплоскою на всій довжині контакту ГРК з поверхнею різання. Відзначено, що такі особливості призводять до змінного значення α вздовж ГРК за певними закономірностями. На основі вищеподаного можна констатувати, що існуючі визначення головного заднього кута є не зовсім коректними.

На основі викладеного і положень нарисної та аналітичної геометрії запропоновано наступне визначення α . Головний задній кут α токарних різців, це кут між дотичною до сліду площини різання поставленою у задану точку ГРК і дотичною до сліду головної задньої поверхні у цій же точці у головній січній площині проведеної через цю точку.

Проаналізовано існуючі методи формування α токарних різців [4, 10, 7] і визначено їх недоліки.

Запропоновано новий метод формування α токарних різців із різними варіантами

його реалізації. Основною суттєвою відмінністю цього методу від існуючих є те, що формування головного заднього кута здійснюється внутрішньою поверхнею шліфувального круга плоского профілю, яка може бути: циліндричною, конічною, профільною. При цьому формування α може реалізовуватись за наявності головного руху D_r шліфувального круга і руху подачі D_s різця. Подача може бути: врізання, поздовжня вздовж ГРК (з поступально – зворотнім рухом) і радіальна на один подвійний хід.

Рекомендовано задану величину α забезпечувати реалізацією певного співвідношення $\tau/D_{кр} = \text{const}$, де τ – величина зміщення ГРК нижче осьової лінії шліфувального круга; $D_{кр}$ – діаметр внутрішньої поверхні шліфувального круга. Величина заднього кута у випадку коли $\lambda = 0$ визначається за формулою $\alpha = \arcsin 2\tau/D_{кр}$. Підкреслено, що для забезпечення $\alpha = \text{const}$, при збільшенні діаметра круга $D_{кр}$, внаслідок його зношування, необхідно збільшувати τ . Показано, що при виникненні потреби забезпечити певну закономірність зміни α по довжині ГРК необхідно використовувати шліфувальні круги з конічною або профільною внутрішніми поверхнями.

Запропонований метод можна використати не тільки для формування α токарних різців, але забезпечивши додаткові рухи, і для інших інструментів, як наприклад свердл, зенкерів, фрез, тощо.

ЛІТЕРАТУРА

1. Армарего И.Дж. Обработка металлов резанием. Пер. с англ. В.А Пастухова / Армарего И.Дж., Р.Х. Браун. – М.: Машиностроение, 1977. – 325 с.
2. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов / Бобров В.Ф. – М.: Машиностроение, 1975. – 344 с.
3. DIN 6580. Begriffe der Zerspantechnik; Beweunqen und Geometrie des Zerspanvorqanqes.
4. Каратыгин А.М. Заточка и доводка інструмента: изд. 3-е перераб. и доп. / Каратыгин А.М., Коршунов Б.С.- М. Машиностроение, 1977. – 182с.
5. Кошарновский В.П. Проблеми розвитку науки про різання металів / В.П.Кошарновський.-Харків: Вид-во Харківського університету, 1967р. – 324с.
6. Новий тлумачний словник української мови; у чотирьох томах. Том 2. - К.: Вид-во АКОНІТ, 1999. – 430 с.
7. Обробка різанням. Терміни визначення і позначення. ДСТУ 2249-93 [Чинний від 1995.01.01]. - К.: Держстандарт України, 1994. – 63с.
8. Обработка резанием. Термины, определения и обозначения общих понятий: ГОСТ 25762-83 [Действителен от 1983.01.01]. – М.: ГК СССР та стандартом, 1983. – 41с.
9. Основы теорії різання матеріалів: для вищих навчальних закладів / [М.П.Мазур, Ю.М. Внуков, В.Л.Доброскок та ін.] під заг.ред. М.П Мазура. – Львів: Новий світ -2000, 2010. – 422 с.
10. Полуавтомат для алмазної заточки задних поверхностей резцов мод.ЗЕ624 // технология и организация производства. - 1976. - №10. – 82 с.
11. Равская Н.С. Общая теория определения геометрических параметров інструмента / Н.С. Равская, Т.П.Николаенко, Л.С.Мельничук // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. наук, праць. - Краматорськ: ДДМА, 2005. – Вин. №18. – 73 – 82 с.
12. Резание металлов / Г.И. Грановский, П.П. Грудов, В.А. Кривоухов и др., под. ред. А. Кривоухова. - М.: Машгиз, 1954. – 472с.
13. Советский энциклопедический словарь. Гл. ред. А.М.Прохоров; редкол.: А.А. Гусарев и др. Изд. 4-е. - М.: Сов. энциклопедия, 1987. – 1600 с.
14. Попов С.А. Заточка режущего инструмента. Учебное пособие для проф. – техн. училищ / С.А.Попов, Л.Г.Дибнер, А.С.Каменкович. М.: Высшая школа, 1970. – 320 с.
15. International Standart ISO 3002/2 – 1984(B), Basic quantities in cutting. Pt.2: Geometry of the active cutting tools.

ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В УСЛОВИЯХ ЧЕТВЕРТОЙ ПРОМЫШЛЕННОЙ РЕВОЛЮЦИИ «ИНДУСТРИЯ 4.0»

Кузнецов Ю.Н.

НТУУ «КПИ им. Игоря Сикорского» (Украина)

Сегодня человечество приняло вызов нагрянувшей 4-й промышленной революции «Индустрия 4.0» с ориентацией на искусственный интеллект и полную автоматизацию с применением роботов и робототехнических систем, средств информатизации и коммуникации и всего, что касается общества, бизнеса, производственных технологий и образования. Это определило основные направления исследований в рамках «Индустрия 4.0», связанные с проблемами [3]: 1) в обществе (эффективное электро-и водоснабжение, автономные перевозные средства, экологически чистые технологии и переработка отходов, умные дома и фабрики, интеллигентный транспорт, индустриальная реструктуризация, индустриальная Интернет инфраструктура, интеллектуальная собственность, экосистема, экономическая свобода, информационное общество, инвестиции в высокотехнологические области, инфраструктура экономики знаний, безработица, кибербезопасность, интеллигентные земледелие и здравоохранение, профессии будущего и другие социальные проблемы); 2) в бизнесе (управление технологическими процессами, децентрализация и оцифровывание бизнес-структур, изменяемые бизнес-модели, менеджмент и многое другое); 3) в производственных технологиях (автоматизация, информатизация производства и логистика, коммуникация «физическая машина-кибермашина», виртуальная и добавленная реальность, анализ данных в реальном времени, компьютерно-интегрированное производство и облачные технологии, коммуникативные роботы, интеллигентные производственные технологии и системы, робототехника, аддитивные и армированные технологии, порошковая и плазменная металлургия, микротехнологии и микроэлектромеханические системы, умные сенсоры, нанотехнологии, наноэлектроника, нанометрология, наноборудование и наноиндустрия, энергетические технологии и оборудование, рекуперация энергии, дистанционное управление и поддержание оборудования, биотехнологии и др.); 4) в образовании (креатология и инноватика, искусственный интеллект, сквозная подготовка элиты по цепочке «детский сад-школа - среднее и высшее учебное заведение-производство (профессиональная деятельность-аспирантура и докторантура), междисциплинарный подход, инновационная инженерия, электронное дистанционное обучение, духовное воспитание и др.).

Настало время пересматривать устаревшие концепции, ставшие догмами, и искать новые пути инновационного прорыва: вместо стратегически неверного пути с начала советской власти под лозунгом «Догнать и перегнать!» (ДИП) (всем известный токарный станок ДИП-200 с высотой центров 200мм) необходимо избрать стратегически верный путь под лозунгом «Перегнать, не догоняя!» (ПНД), а парадигмой нового подхода должно стать - от живой Природы к антропогенным системам. Такой инновационный прорыв ранее был сделан в биологии в борьбе различных эволюционных идей и теперь о генетике стали говорить как о междисциплинарной области знаний, где доминирует принцип «от простого к сложному». Например, вся цветовая гамма состоит из 7 цветов, а все музыкальные произведения - из 7 нот. От генетического кода к инновационным проектам – это тот принцип, который надо принять на вооружение. Междисциплинарность системного подхода подтверждается аналогиями уровней организации различных развивающихся

систем и расширением области применения генетических идей не только в технических, но и гуманитарных науках. Одним из первых ещё в 80-тые годы прошлого столетия междисциплинарность генетики осознали кибернетики Украины, говоря о единых принципах эволюции различных биологических и антропогенных объектов [1] и предложивших новую картину эволюции эволюций, заявив о будущем вычислительной техники с информационным «веществом» - искусственным интеллектом [2]. В настоящее время пора говорить не только о механике, как о старейшей науке, изучающей законы движения тел, но и о генетической механике с иным взглядом в условиях информационного взрыва. Именно с таких позиций предложена концепция создания станков новых поколений [5,6] и новый взгляд на материальную точку, условно названную механическим геном [4], что апробировано на синтезе зажимных механизмов, описании и синтезе кинематики резания [4,7]. Применительно к осесимметричным вращающимся объектам впервые на едином информационном языке в виде генетических кодов и формул предложено описывать электромеханические и механические системы, например, электродвигатель и подшипник качения [8]. Сегодня необходимо особо важный акцент сделать на образовании с подготовкой инновационных инженеров для промышленности на уровне главных инженеров и генеральных конструкторов по новой специальности «Инновационный инжиниринг».

ЛИТЕРАТУРА

1. Балашов Е.П. Эволюционный синтез систем /Е.П. Балашов. - М.: Радио и связь, 1985.-328 с.
2. Брюхович Е.И. К вопросу об информатизации общества //Математические машины и системы.-1997, №2.-С.122-132.
3. Георги Попов. Основни технологични предизвикателства и насоки за научните изследвания в рамките на Индустрия 4.0 // Конференция «Индустрия 4.0 –Дигитализация и перспективи за разтеж на българската икономика», София Тех Парк, 31.03.2017 г.
4. Кузнецов Ю.Н. Новый взгляд на материальную точку как носителя генетической информации при создании технических систем / Ю.Н. Кузнецов. Фундаментальные основы механики: Материалы международной научно-практической конференции. Новокузнецк: НИЦ МС, 2016.-№1.-С.26-40.
5. Кузнецов Ю.Н. Эволюционный и генетический синтез технологического оборудования нового поколения /Ю.Н. Кузнецов //Международный научно-технический сборник «Резание и инструмент в технологических системах», вып.№85.-Харьков: НТУ «ХПИ», 2015.-С.149-162.
6. Kuznetsov Yu. N. Future of machine-tool building – core of engineering technology. XIV International Congress “Machines. Technologies. Materials”-17. Borovets (Bulgaria), 2017.-pp. 48-51.
7. Kuznetsov Y.N. The description of drive of clamping mechanism of automatic lathes by using genetic-morphological approach /Y.N. Kuznetsov, B.I. Prydalnyi, Hamuyela J.A. Guerra // Machines, technologies, materials, International Journal, published by Scientific technical Union of Mechanical Engineering, Sofia, Bulgaria, 2015. N4.-p.p.35-39.
8. Shynkarenko Vasil. Interdisciplinary approach to modeling and synthesis of difficult technical systems /Vasil Shynkarenko, Yuriy Kuznetsov // Journal of the Technical University of Gabrovo, vol.52, 2016.-pp.24-28.

ГЕОМЕТРІЯ ПЕРЕДАТОЧНИХ ВІДНОШЕНЬ ЗУБЧАСТИХ ПЛАНЕТАРНИХ ПЕРЕДАЧ

Курко А.М.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

В науково-технічній та навчально-методичній літературі приділено недостатньо уваги геометричним елементам, що визначають кінематичні параметри зубчастих передач. Зазвичай все зводиться до наочного, проте не точного графічного методу.

Вміння "швидко" визначати передаточні відношення кінематичних ланцюгів сприяє прийняттю раціонального схемного та конструктивного рішення про доцільність тієї чи іншої передачі. Зокрема це стосується вмінню на інтуїтивному рівні визначати передаточні відношення в диференціальних механізмах, оскільки планетарні зубчасті передачі володіють низкою переваг порівняно з іншими передачами

Постановка завдання. Базуючись на теоремі про складний плоский рух ланок, шляхом ілюстративного аналізу геометричних елементів, що не фігурують у типових аналітичних формулах, дослідити планетарні передачі, утворені комбінуванням центральних зубчастих коліс з сателітами.

Результати дослідження. Передаточне відношення послідовного кінематичного ланцюга, утвореного парами зубчастих коліс з нерухомими осями, визначається як добуток передаточних чисел кожної пари [1, 2]. При графічному дослідженні пара зубчастих коліс з нерухомими осями, зазвичай, замінюється початковими колами що контактують без ковзання (рис. 1, а). За цієї умови контактні дуги кіл рівні між собою, а їх кутова величина обернено пропорційна до радіусів, тобто

$$u_{12} = - \frac{\angle \text{ПОП}_{B1}}{\angle \text{ПАП}_{B2}} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1}; \quad (1)$$

де u_{12} – передаточне число пари зубчастих коліс;

φ_1, φ_2 – кутові переміщення ведучого 1 і веденого 2 зубчастих коліс відповідно;

z_1, z_2 – число зубів кожного з коліс.

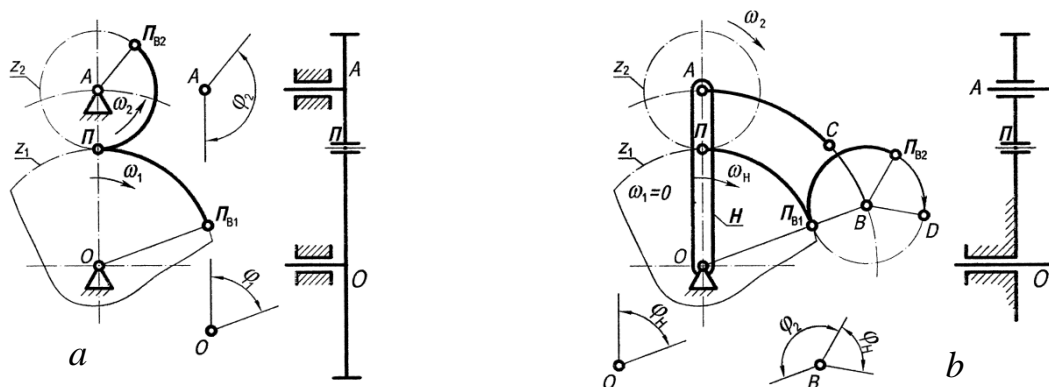


Рисунок. 1. Порівняння геометричних елементів зубчастих передач з нерухомими та рухомими осями.

Наявність кінематичної схеми механізму з нерухомими осями зубчастих коліс дає достатнє розуміння напрямку передачі потужності та її трансформації. Якщо ж у кінематичному ланцюгові наявна передача з рухомими осями зубчастих коліс (рис. 1, b), то розрахунки ускладнюються, оскільки рухома вісь (геометрична вісь сателіта) – ланка без зубців. Для наочності розглянемо ту ж саму пару зубчастих коліс у планетарній передачі, в якій на кут φ_1 повернуто водило H , тобто $\varphi_H = \varphi_1$. Щоб уніфікувати розрахунки, введемо позначення ланок і взятих на них точок: центральне зубчасте колесо зовнішнього

зачеплення – z_1 ; сателіт – z_2 ; рухому вісь сателіта (води́ло) – H ; полюс зачеплення зубчастих коліс – Π ; проекції центральної та рухомої осей на площину механізму – O і A . Нерухому ланку (зубчасті колеса чи води́ло) вказуватимемо правим верхнім індексом.

Якщо уявно зафіксувати сателіт z_2 на водилі H (позбавити можливості обертатися навколо осі A), то термін *передаточне відношення* втрачає сенс, оскільки всі ланки обернуться на однаковий кут φ_H .

У планетарній передачі з нерухомим центральним колесом z_1 (рис 1, *b*) при переносному обертанні рухомої осі A сателіта z_2 на кут $\varphi_H = \angle AOB$ навколо центральної осі O , кутове переміщення міжосьової лінії OA становитиме φ_H (вісь A перейде в положення B). При цьому початкове положення полюса Π зачеплення зубчастих коліс переміститься у Π_{B1} (на дузі початкового кола сателіта початкове положення Π переміститься у Π_{B2}). За умови відсутності ковзання

$$l_{\Pi\Pi_{B1}} = l_{\Pi_{B1}\Pi_{B2}} = \frac{\pi}{180} r_1 \varphi_H. \quad (2)$$

Зрозуміло, що довжини дуги $l_{\Pi\Pi_{B2}}$ (рис. 1, *a*) і $l_{\Pi_{B1}\Pi_{B2}}$ (рис. 1, *b*) рівні, тобто кут φ_2 на обох рисунках однаковий. Виразивши довжину $l_{\Pi_{B1}\Pi_{B2}}$ через частину довжини дуги траєкторії рухомої осі сателіта A отримуємо:

$$l_{\Pi_{B1}\Pi_{B2}} = l_{AC} = \frac{\pi}{180} r_1 \varphi_H = \frac{\pi}{180} (r_1 + r_2) \varphi_{2H}^1, \quad (3)$$

де φ_{2H}^1 – кутова величина частини дуги траєкторії рухомої осі A сателіта, що дорівнює дузі початкового кола сателіта z_2 при повороті водила H на кут φ_H за умови нерухомого центрального колеса z_1 .

Очевидно, що дуга $l_{\Pi_{B1}\Pi_{B2}}$ та кут φ_{2H}^1 характеризують обертання сателіта z_2 відносно водила H . З врахуванням (3) визначимо кутову величину φ_{1H}^1 дуги l_{CB} :

$$\varphi_{CB} = \varphi_{1H}^1 = \varphi_H - \varphi_{2H}^1 = \frac{r_2}{r_1 + r_2} \varphi_H. \quad (4)$$

Відобразивши частину дуги l_{CB} на дугу початкового кола сателіта маємо:

$$l_{CB} = l_{\Pi_{B2}D} = \frac{\pi}{180} (r_1 + r_2) \varphi_{1H}^1 = \frac{\pi}{180} r_2 \varphi_H, \quad (5)$$

тобто кутовій величині φ_{1H}^1 відповідає дуга траєкторії рухомої осі A сателіта кутового переносного переміщення навколо центральної осі O , а повний кут повороту визначається кутовою величиною дуги $l_{\Pi_{B1}D}$, або сумою $\varphi_2 + \varphi_H$ (рис. 1, *b*).

Висновок: з формул (3), (4) і (5) випливає, що дуга траєкторії рухомої осі A сателіта z_2 ділиться у внутрішньому відношенні точкою C пропорційно переносному та відносному кутовим переміщенням.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – Київ: Наукова думка, 2002. – 660 с.
2. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с, ил.

ВЛИЯНИЕ НА ОСТАТОЧНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ПАЙКЕ МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИХ ГЕРМОВВОДОВ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ КОНСТРУКЦИИ

¹Лабарткава А.В., ²Матвиенко М.В., ¹Лабарткава Ал.В.

¹Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова (Украина)

²Херсонский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова (Украина)

Высоковольтные металлокерамические гермовводы применяются в электронно-лучевых установках для сварки и напыления [1]. Гермовводы изготавливаются активной пайкой под давлением в 5 МПа при температуре 960 °С с медленным (ступенчатым) охлаждением [1,2].

Ранее были проведены исследования влияния термомеханических процессов на остаточное напряженно-деформированное состояние (НДС) при пайке металлокерамических гермовводов на различных этапах охлаждения [2], однако не изучено влияние толщины ковара и давления сжатия, с учетом деформаций мгновенной пластичности и ползучести металла, на уровень НДС, поэтому данная работа является актуальной.

Исследования проводили на узле, физическая модель которого состоит из двух керамических колец и металлического диска-токоподвода между ними (рис. 1, а). Вследствие симметрии узла относительно середины толщины диска для уменьшения времени расчета и ресурсов ПК КЭ-модель строилась для одного керамического кольца и половины толщины токоподвода (рис.1) с вертикальным закреплением всех узлов нижней кромки модели. В модели использованы кольцевые (осесимметричные) конечные элементы.

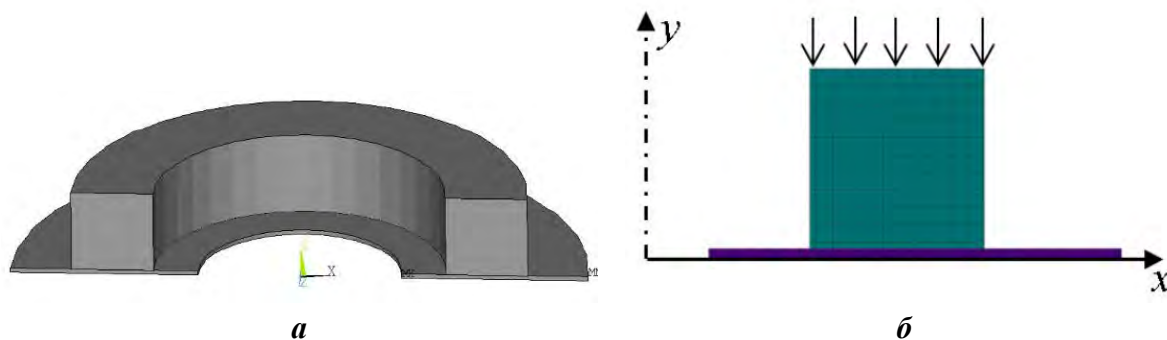


Рисунок 1. Физическая компьютерная (а) и конечно-элементная (б) модели узла гермоввода

Исследования влияния толщины ковара и приложенного давления на НДС узла показали, что максимальные растягивающие напряжения в керамике заметно возрастают с увеличением толщины ковара рис. 2. При быстром охлаждении они на внешней поверхности увеличиваются в зависимости от давления при толщине 0,3 мм от 10...20 МПа до 60...70 МПа при толщине 0,8 мм, и от 0...15 МПа до 5...40 МПа на внутренней. При медленном охлаждении они также увеличиваются, но в меньшей степени: от 20 МПа до 30...40 МПа на внешний и от 5... 10 МПа до 10...30 МПа на внутренней поверхности при увеличении толщины ковара от 0,3 до 0,8 мм. Повышение приложенного давления мало влияет на уровень остаточных осевых напряжений на наружной поверхности (рис. 2,а) и

существенно снижает на внутренней (рис. 2,б). Появление деформаций ползучести при медленном охлаждении существенно снижает напряжение растяжения на внешней поверхности керамики.

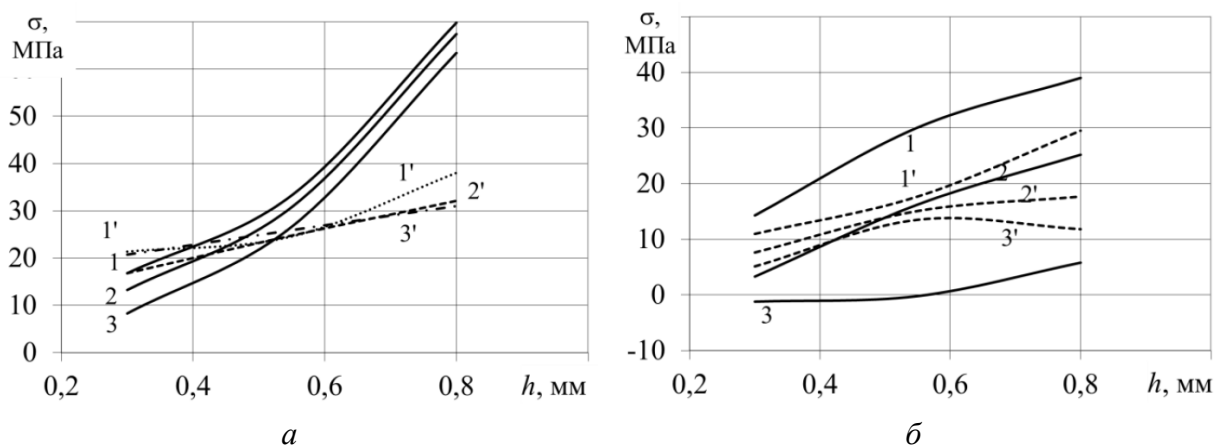


Рисунок 2. Зависимость максимальных осевых напряжений в керамике на внешней поверхности (а) и внутренней (б) поверхности от толщины ковара при давлении 5 МПа (1, 1'), 17,5 МПа (2, 2') и 30 МПа (3, 3') (сплошные кривые – быстрое охлаждение, пунктирные кривые – медленное охлаждение)

Исследование влияния толщины токоподвода и давления пайки на НДС узла гермоввода показали, что максимальные растягивающие напряжения в керамике растут с увеличением толщины. При быстром охлаждении, они на внешней поверхности увеличиваются в зависимости от давления, при толщине 0,3 мм от 10...20 МПа до 60...70 МПа при толщине 0,8 мм и от 0...15 МПа до 5...40 МПа на внутренней. При медленном охлаждении – от 20 МПа до 30...40 МПа на внешней и от 5...10 МПа до 10...30 МПа на внутренней поверхности. Повышение давления пайки почти не влияет на уровень остаточных растягивающих напряжений на внешней поверхности и существенно снижает их на внутренней. Увеличение давления с 5 МПа до 30 МПа (при толщине токоподвода – 0,8 мм) при быстром и медленном охлаждении приводит к уменьшению напряжений на наружной поверхности на 7 МПа. На внутренней поверхности увеличение давления при быстром охлаждении снижает напряжение на 33 МПа, а при медленном – 17,7 МПа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Квасницкий, В.В. Оптимизация конструкции металлокерамического узла на основе моделирования напряженно-деформированного состояния [Текст] / В.В. Квасницкий, Ал.В. Лабарткава // Проблемы техники: Науково-виробничій журнал, – Одеса: Одеський національний морський університет, Хмельницький національний університет, №1, 2009. – С. 82-89.
2. Лабарткава Ал.В. Остаточные напряжения при пайке металлокерамических гермовводов [Текст] / Ал.В. Лабарткава, // 36. наук. праць НУК. – 2015, № 3. – С. 53-58.

ДО РОЗРАХУНКУ МІЦНОСТІ СУДЕН ПРИ СПУСКУ З ПОЗДОВЖНЬОГО СТАПЕЛЯ

Лугінін О.Є., Коршиков Р.Ю., Тютюнник Ю.Ю.
Херсонська філія Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова (Україна)

Після побудови корпусів суден при їх довжині близько 100 і більше метрів доцільно проводити спуск суден на воду з використанням поздовжнього похилого стапелю. При цьому важливою складовою такої операції є забезпечення загальної міцності судна в цілому і його днищових конструкцій, які стикаються зі спусковим пристроєм.

Для традиційних типів суден розрахунковою схемою оцінки їх загального згину при спусканні з поздовжнього стапелю є розглядання корпусу як непризматичної балки на пружній основі.

Балка завантажена поперечними силами тяжіння від частин корпусу, та зосереджуваними силами P та згинальним моментом M від звисання кормової частини корпусу за межі спускового пристрою (рис. 1, а, б) [1].

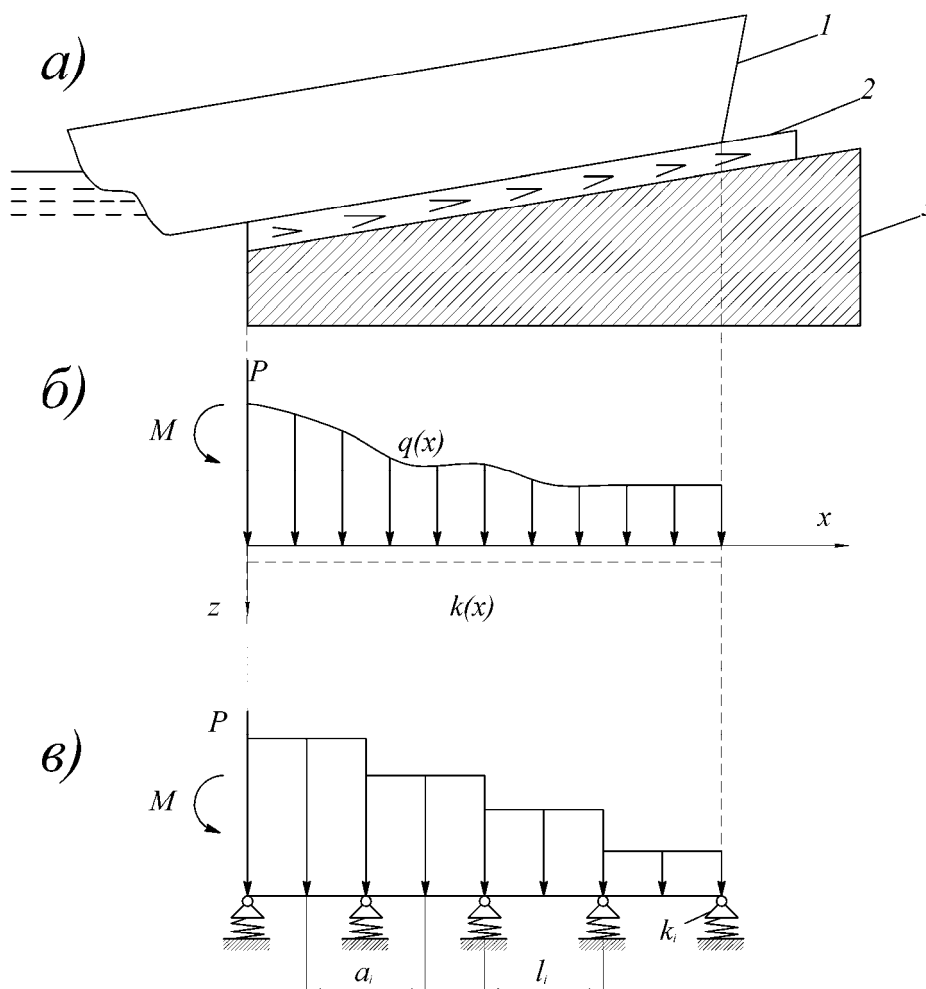


Рисунок 1. Розрахункова схема оцінки загального згину корпусу судна-балки при спусканні з поздовжнього стапелю: 1 – корпус судна-балки; 2 – спусковий пристрій; 3 – стапельна площина для спускового пристрою

Заміною пружної основи від спускового пристрою великим числом n незалежних пружних опор з коефіцієнтами жорсткості $k_i = k(x) \cdot a_i$ (де $k(x)$ – погонний коефіцієнт жорсткості пружної основи; a_i – відстань між серединами прогонів до i -тої пружної опори) розглядається згин багатопробіжної балки на незалежних пружних опорах (рис. 1,в). При кількості пружних опор $n=21$, бажано співпадаючих з місцями теоретичних шпангоутів корпусу судна, похибка у визначенні елементів згину балки від заміни пружної основи незалежними пружинами опорами не буде перевищувати 5 % [2].

За такою постановкою задачі розроблена обчислювальна програма для комп'ютерного розрахунку згину багатопробіжної балки на пружних опорах з урахуванням таких факторів [1, 3]: різними жорсткістю пружних опор k_i та відстанню між ними l_i ; врахування деформації зсуву у стінках балки за прогонами між опорами; врахування початкового вигину балки; непрямокутність балки враховується завданням різними моментами інерції перерізів балки за прогонами між опорами.

Розрахування згину багатопробіжної балки на пружних опорах здійснюється за теоремою п'яти моментів [2], що є аналогом широко використовуваного методу скінченних елементів (МСЕ). Але на відміну від класичного МСЕ розглянутий підхід має меншу кількість вихідних даних і менший час на їх підготовку.

Розглянута схема визначення загального згину судна при спусканні з поздовжнього стапелю пройшла апробацію у багаточисельних практичних розрахунках і в навчальному процесі [4].

Після оцінки загального згину судна у процесі спускання корпусу на воду здійснюється перевірка місцевої міцності днищових пластин і балок набору днищових перекриттів від дії зосереджених і погонних навантажень від реакцій спускового пристрою.

Висновки. Розглянуто автоматизований розрахунок міцності суден при спуску з поздовжнього стапелю. Реалізована балочна модель судна на основі аналога МСЕ – теореми п'яти моментів з урахуванням непрямокутності балки, нерегулярності розташування пружних опор різної жорсткості, деформації зсуву та початкового вигину балки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Спуск судов и кораблей с продольных наклонных стапелей. Нормы и требования, предъявляемые к корпусам судов и кораблей и спусковым устройствам: Отраслевой стандарт ОСТ 5.1033-72. Приложения 1. – М.: 1972. – 154 с.
2. Суслов В.П. Строительная механика корабля и основы теории упругости: Учебник / В.П. Суслов, Ю.П. Кочанов, В.Н. Спихтаренко – Л.: Судостроение, 1972. – 720 с.
3. Сердюченко А.М. Основи теорії пружності, будівельної механіки, міцності та вібрації суден: Навчальний посібник / А.М. Сердюченко, О.Є. Лугінін, Р.Ю. Коршиков, О.М. Дудченко, Ю.С. Коршиков – Миколаїв: Видавництво НУК, 2012. – 424 с.
4. Лугінін О.Є. Інноваційні підходи у викладанні дисципліни «Будівельна механіка корабля»: Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» / О.Є. Лугінін: НУК, 2014. – С. 149 – 151.

СТВОРЕННЯ РІВНОМІРНОГО РОЗПОДІЛУ ШВИДКОСТІ РУХУ ТЕПЛОНОСІЯ В ТРУБАХ КОЖУХОТРУБЧАСТОГО ТЕПЛООБМІННИКА ЗА ДОПОМОГОЮ РОЗПОДІЛЬНИХ ВСТАВОК

¹Луняка К.В., ²Клюєв О.І., ²Русанов С.А.

¹Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (Україна)

²Херсонський національний технічний університет (Україна)

Вступ. Вдосконалення конструкцій теплообмінників проводиться у напрямку збільшення поверхні теплообміну або створення турбулентних потоків теплоносіїв в апараті; часто ці методи взаємопов'язані. Названі заходи суттєво впливають на ефективність роботи теплообмінників, підвищуючи коефіцієнт тепловіддачі у два і більше разів. Недоліком названих методів є збільшення гідравлічного опору, а також створення зон, які піддаються забрудненню, що, в свою чергу, сприяє зниженню ефективності роботи теплообмінників, оскільки спричиняє більш часте проведення ремонтних робіт.

Але названі заходи малоефективні у разі, якщо швидкість руху теплоносія у якійсь частині труб дуже низька внаслідок нерівномірності розподілу швидкостей потоків по трубах. Останнє підтверджується тим, що на практиці дуже часто відбувається вихід з ладу саме певної частини труб (наприклад, труб периферійної області трубної решітки при осьовій подачі теплоносія), що призводить до більш частого ремонту апаратів. Але робіт, присвячених вивченню нерівномірності розподілу швидкостей рідини по трубах теплообмінників, вкрай мало. Між тим, саме рівномірний розподіл швидкості руху теплоносія у першу чергу сприяє підвищенню ефективності роботи теплообмінника, оскільки надто повільний рух рідини у частині труб знижує ефективність дії апарату.

Актуальність дослідження. У зв'язку з широким використанням кожухотрубчастих теплообмінників задача створення рівномірного розподілу швидкостей теплоносія по трубах апарату, в результаті чого підвищується тепловіддача, знижуються пошкодження труб внаслідок їхнього перегріву, зменшується час між ремонтами і витрати на проведення ремонтних робіт, є актуальною.

Постановка задачі. Задачею роботи є створення конструкцій розподільних пристроїв, здатних забезпечити рівномірний розподіл теплоносія по трубах трубного пучка апарату.

Результати досліджень. Для рівномірного розподілу швидкості теплоносія по трубах теплообмінного апарату виготовлені розподільні пристрої у вигляді плоских вставок з розрахованими величинами вільного перерізу по площині – як нерухомі, так і з саморегулюванням відстані від трубної решітки. Такі пристрої були виготовлені і встановлені в кришках кожухотрубчастих теплообмінників, завдяки чому покращилися умови роботи апаратів – підвищилась тепловіддача, знизилась ушкодження труб внаслідок їхнього перегріву, зменшився час між ремонтами і витрати на проведення ремонтних робіт, досягнута економія електричної енергії за рахунок підтримання вставкою потрібного для нормальної роботи розподілу тиску по перерізу апарату.

Було запропоновано використовувати саморегулюючу “плаваючу” вставку для випадків несталої подачі рідини в апарат. У залежності від тиску рідини ця вставка

встановлюється на оптимальну відстань від трубної решітки, що дозволяє нівелювати нерівномірність подачі теплоносія в теплообмінник (табл.3).

Були проведені розрахунки, пов'язані з будовою вставки, яка забезпечує рівномірний розподіл рідини по трубах. При цьому виходили з положення про те, що роль вставок полягає у створенні гідравлічного опору, завдяки чому рідина розтікається більш рівномірно по перерізу апарату.

З цією метою на основі дослідження розподілу тиску в колекторній камері апарату були отримані критеріальні рівняння, які описують рух рідини через вставку. Рівняння мають вигляд:

– для осьового введення рідини в апарат:

$$Eu = 6,25 \cdot 10^{-7} Re^{1,3} \left(\frac{b_i}{D_{an}} \right)^{-3,25} \left(\frac{h}{D_{an}} \right)^{-0,2}, \quad (1)$$

– для тангенціального введення:

$$Eu = 2,61 \cdot 10^{-3} Re^{1,1} \left(\frac{b_i}{D_{an}} \right)^{0,95} \left(\frac{h}{D_{an}} \right)^{-0,14}, \quad (2)$$

– для радіального введення:

$$Eu = 4,15 \cdot 10^{-3} Re^{0,8} \left(\frac{b_i}{D_{an}} \right)^{-0,5} \left(\frac{h}{D_{an}} \right)^{-0,11}. \quad (3)$$

Розрахувавши критерій Ейлера, можна визначити гідравлічний опір у будь-якому місці вставки, оскільки $\zeta = 2Eu$. Таким чином були розраховані кількості отворів і виготовлені вставки для різного способу введення рідини в апарат.

Висновки. На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень розроблені теоретичні передумови для створення розподільних пристроїв, які дозволяють отримати рівномірне поле швидкості руху теплоносія по трубах кожухотрубчастого теплообмінника, що сприяє підвищенню ефективності роботи апаратів, подовження терміну їхньої служби та здешевлення обслуговування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Клюєв О.І., Луняка К.В. Дослідження руху рідини в трубах теплообмінника // Проблеми економії енергії. МНПКПЕЕ.–Львів.- 2003.-С.222-227.

2. Клюєв О.І., Луняка К.В., Чумаков Г.А. Дослідження розподілу рідини по трубах кожухотрубчастого теплообмінника і методи вирівнювання швидкостей при радіальному введенні рідини в апарат // Вісник Хмельницького національного університету.- 2005.- Частина 1,Т.1.-С.86-89.

3. Клюєв О.І., Луняка К.В., Чумаков Г.А., Ардашев В.О. Вплив рівномірності розподілу рідини по трубах на характер роботи кожухотрубчастого теплообмінника // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки.- 2006. № 4 (83). - С.46-49.

4. Клюєв О.І., Луняка К.В., Смагін П.В. Теплообмінний апарат. Деклараційний патент на корисну модель. №11299, МПК F28D3/04; Заявлено 21.06.2005; Опубл. 15.12.2005, Бюл. №12. - 4 с.

МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОНТАКТНИХ ПОВЕРХОНЬ ШПОНОЧНОЇ КАНАВКИ НАВАНТАЖЕНОГО ВАЛА РОБОЧОГО ОРГАНА ЕКСТРУДЕРА

Ляшук О.Л., Пиндус Ю.І., Третьяков О.Л., Пиндус Т.Б.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Конструкції гвинтових робочих органів екструдерів мають широке використання у галузях харчової та переробної промисловості, сільського господарства, а також у технологічних процесах зібраних зернових культур завдяки розширеним технологічним можливостям за рахунок підвищеної надійності вдосконаленій конструкції. Підвищення довговічності і працездатності деталей машин та механізмів, технологічного обладнання, устаткування і спорядження є актуальною проблемою сучасного машинобудування. Це зумовлено тим, що на виготовлення, ремонт і обслуговування техніки, запасних частин машин та механізмів використовуються значні матеріальні, економічні і суспільні ресурси.

Для сучасних машин характерним є безперервне збільшення потужностей і робочих навантажень за одночасного підвищення швидкостей та прискорень їх виконавчих органів, передачі все більших зусиль і обертових моментів, що зумовлює істотне підвищення вимог до надійності машин. Зазвичай втрата працездатності та прискорений вихід з ладу під час експлуатації є наслідком процесів.

Одним з найбільш ефективних сучасних підходів, що стосуються оцінки напружено-деформований стан (НДС) елементів конструкцій є використання методу скінченних елементів (МСЕ). Суть даного методу полягає в апроксимації досліджуваного тіла деякою моделлю, котра представляє собою сукупність елементів зі скінченною кількістю ступенів свободи [1].

При обчисленні МСЕ знаходять розв'язки інтегральних та диференціальних рівнянь в часткових похідних. МСЕ добре підходить для моделювання складних середовищ та коли бажана точність (дискретизація) змінюється на різних ділянках середовища. НДС контактних поверхонь шпоночної канавки навантаженого вала обчислювали методом скінченних елементів з використанням програмного комплексу ANSYS у пружній постановці. Матеріал вважали ізотропним. Модуль пружності сталі приймали рівним $E = 2 \times 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуасона $\nu = 0,3$.

На рис. 1 показано створену у скінченноелементному комплексі ANSYS APDL тривимірну твердотільну модель вала робочого органу екструдера із шпонками. Для дискретизації твердотільної моделі вала робочого органу екструдера використовували тривимірний скінченний елемент SOLID186 [2] з двадцятьма вузлами (у тому числі проміжними), який може трансформуватися і набувати призматичної, пірамідальної та тетраедральної форм, що підходить для моделювання твердотільних моделей складних форм. Вказаний елемент має три степеня вільності і володіє властивостями пружності, пластичності, повзучості, гіперпружності.

Дискретизовану скінченними елементами SOLID186 модель вала робочого органу екструдера із шпонками подано на рис. 2. На поверхнях контакту шпонки та канавки скінченноелементну сітку згущували до розмірів 0,24 мм.

Використовуючи програмний інструмент Contact Manager [2] та скінченні елементи CONTA174 (контактуючі поверхні шпонки) і TARGE170 (контактуючі поверхні канавки – цілі контакту) між шпонкою та шпоночною канавкою (рис. 3) створювали контактні поверхні. Вказані елементи є поверхневими і програмно накладаються на основні елементи SOLID186 скінченноелементної сітки моделі.

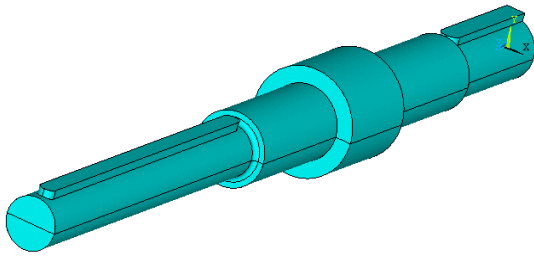


Рисунок 1. Модель валу для дослідження напружено-деформованого стану контактних поверхонь шпонки та шпоночної канавки методом скінченних елементів

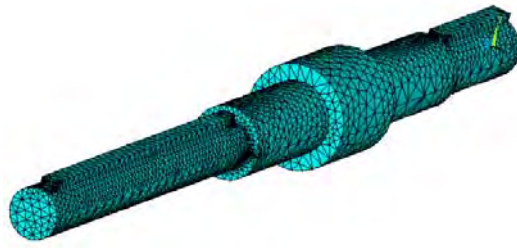


Рисунок 2. Скінченноелементна модель валу робочого органу екструдера із контактними поверхнями шпонок та шпоночних канавок

Для створення крутного моменту на поверхню шпонки навантажували нормальним до неї тиском, який необхідний для створення заданого крутного моменту. З іншого боку на поверхню досліджуваної шпонки обмежували у переміщеннях вздовж осі X. Для закріплення моделі у просторі, осьову лінію моделі обмежували у переміщеннях уздовж осей X та Y. Проведено розрахунок напружено-деформованого стану моделі валу та контактних поверхонь шпонки і шпоночної канавки МСЕ. На рис. 4 наведено поле інтенсивності напружень на ребрі шпонкової канавки навантаженого валу.

Розрахунок методом скінченних елементів був апробований для розрахунку ліній l уздовж ребра шпонкової канавки, де виникають найбільші експлуатаційні напруження. Отримані результати методом скінченних елементів для валу робочого органу екструдера з поверхневою тріщиною порівнювали із даними. На рис. 5 представлені результати зміни розподілу інтенсивності напружень σ_{int} уздовж лінії l із збільшенням крутного моменту.

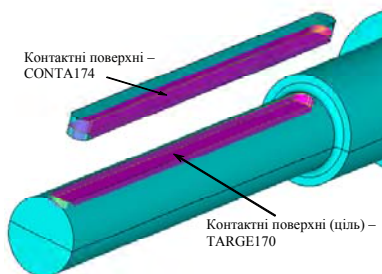


Рисунок 3. Контактні поверхні шпоночної канавки та шпонки валу робочого органу екструдера

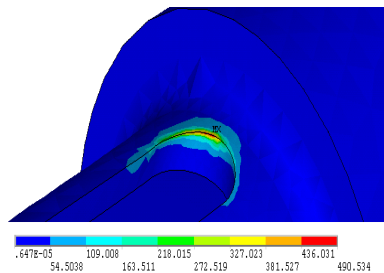


Рисунок 4 Поле інтенсивності напружень на ребрі шпонкової канавки навантаженого валу робочого органу екструдера

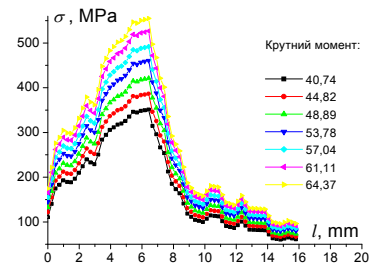


Рисунок 5 Зміна розподілу інтенсивності напружень σ_{int} уздовж лінії l із збільшенням крутного моменту робочого органу екструдера

Висновки

Збільшення крутного моменту валу робочого органу екструдера призводить до лінійного збільшення максимального значення інтенсивності напружень $\sigma_{int(max)}$ на ребрі шпонкової канавки. Збільшення віддалі від галтелі до шпонкової канавки на 2 мм призводить до зменшення максимальних напружень на ребрі шпонкової канавки на 15,72 %.

ЛІТЕРАТУРА

- Giuseppe P. The finite–element method, Part I. / Giuseppe P. // Antennas and Propagation Magazine, IEEE. – 2007. – P. 180–182.
- ANSYS, SAS IP, Inc., Ansys Help System, Mechanical APDL, Theory reference.

ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ФОРМОУТВОРЕННЯ МОДИФІКОВАНИХ АРКОВО-ГВИНТОВИХ ЗУБЦІВ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРНИХ МЕХАНІЗМІВ ТРАНСМІСІЙ

¹Мацей Р.О., ²Ковра О.В.

¹Одеська державна академія будівництва і архітектури (Україна)

²Одеський Національний політехнічний університет (Україна)

Сучасне конструювання автомобільної техніки потребує зокрема, постійного удосконалення складових механічних трансмісій з метою підвищення їх технічного рівня. Експлуатаційні характеристики, вартість і маса редукторних механізмів, що входять в трансмісію машин значною мірою визначається довговічністю і надійністю зубчастих зачеплень. Відмова зубчастих зачеплень в трансмісіях відбувається в результаті поломок зубців і пошкоджень їх робочих поверхонь, а саме викрашуванням, зносом і заїданням. Ці пошкодження виникають в передачах з лінійним контактом в певних місцях робочих поверхонь зубців в основному внаслідок нерівномірного розподілу контактної навантаження вздовж контактних ліній. Причиною концентрації контактної навантаження вздовж контактних ліній зубців що сполучаються, є нерівномірність розподілу їх сумарної жорсткості, технологічні і деформаційні похибки зубчастого зачеплення. Незважаючи на досягнутий на сьогодні високий технологічний рівень точності виготовлення деталей зубчастих передач і їх монтажу в цілому, унаслідок деформативності конструкції під дією зовнішнього навантаження, що змінюється у широких межах, номінальні умови в контакті зубців не забезпечуються.

Деформації деталей передач, незважаючи на їх номінальні точнісні показники виготовлення і монтажу, під дією зовнішнього навантаження порушують необхідні точнісні умови пересполучання зубців в контакті, викликаючи концентрацію контактної навантаження вздовж контактних ліній і особливо на торцях. У зв'язку з цим найбільш коректне визначення характеру розподілу контактної навантаження в фазі однопарного чи багатопарного зачеплення зубців з урахуванням технологічних і деформаційних похибок і зменшення концентрації навантаження в зачепленні шляхом модифікації робочих поверхонь зубців займає важливе місце при раціональному конструюванні трансмісій. Зокрема, в коробках зміни передач з первинним, проміжним і вторинним валом, одночасно в роботі приймають участь два зубчастих зачеплення приводу проміжного вала та зачеплення відповідної передачі, рівень навантаження яких змінюється в залежності від режиму роботи двигуна і величини моменту опору на ведучих колесах машини. Крім цього при роботі коробок зміни передач на різних передаточних відношеннях при передаванні силового потоку поперемінно приймають участь відповідні зубчасті зачеплення, що приводить до постійної зміни впливу умов в контакті одного зубчастого зачеплення на інше у зв'язку зі змінюванням їх місця розташування відносно підшипникових опор і рівня зовнішнього навантаження. Наведені вище обставини і конструктивні особливості коробок зміни передач, роздавальних коробок, головних передач ведучих мостів, тощо, відрізняють їх від конструкцій передач загального машинобудування, що вимагає досягнення найбільш рівномірного розподілу контактної навантаження вздовж контактних ліній при одночасному врахуванні технологічних, конструктивних і деформаційних похибок зубчастого зачеплення, а також змінного режиму зовнішнього навантаження. Підвищення навантажувальної здатності традиційних зубчастих прямозубих і косозубих циліндричних зачеплень редукторних механізмів трансмісій, геометрична форма зубців яких проектується на підставі традиційних методів розрахунку з урахуванням можливостей традиційної технології їх формоутворення при виготовленні, практично вичерпано. В зв'язку з цим була запропонована циліндрична передача з арково-гвинтовими зубцями формоутворення зубців якої виконується на 5-ти координатному фрезерному

оброблювальному центрі типу DMU 85 monoblock з програмним управлінням (виробник фірма DMG MORI SEIKI), з використанням програмного пакету „Gear Mill“ фірми DMG, що забезпечують точність виготовлення циліндричних зубчастих коліс від 1 до 6 ступеня точності за стандартом DIN (залежно від діаметру ділильного кола) з твердістю 60-65 HRC. Фрезерна обробка робочих і перехідних поверхонь арочних зубців другої ступені головної передачі автомобіля КРАЗ виконувалася стандартними циліндричними твердосплавними фрезами з різними формами ріжучих поверхонь. Заготовки коліс заздалегідь пройшли термічну обробку - поліпшення до твердості 45 HRC. Після завершення всього циклу зубообробки, проводився контроль геометрії зубчастого вінця вимірювальною системою оброблювального центру DMU 85. Вимірювання шорсткості робочих поверхонь зубців на приладі Talysurf фірми Taylor Hobson склали 0,18...0,20 одиниць за шкалою Ra. Вимірювання точності геометрії зуба проводилися на трикоординатній вимірювальній машині Carl Zeiss Prismo і показали, що погіршеність евольвентного профілю, погіршеність форми і розташування контактної лінії аркових зубців лежить в інтервалі 0.002...0,009 мм, що відповідає допускам It5 – It6 за стандартом DIN і ISO 286. Така технологія формоутворення зубчастих передач, на відміну від традиційних способів зубообробки забезпечує отримання будь-якої геометрично-модифікованої робочої і перехідної поверхні арково-гвинтових зубців. В зв'язку з цим були розраховані і нарізані арково-гвинтові зубці з подовжньою модифікацією активної поверхні для середніх навантажень головної передачі автомобіля КРАЗ без урахування похибок виготовлення і монтажу, за рахунок чого був понижений коефіцієнт концентрації навантаження в зачепленні з 1.04 до 1.01.

Висновки

1. Запропонована технологія формоутворення геометрії шевроно-аркових зубців циліндричного зачеплення, яка забезпечує отримання евольвентного профілю аркових зубців в перетинах паралельних торцю, а також можливість використання стандартного вимірювального інструменту і норм точності, які були розроблені для прямозубих, косозубих і шевронних циліндричних евольвентних зачеплень.

2. Для циліндричних евольвентних передач з довільною шевроно-арковою формою зубців, що нарізуються пальцевою фрезою на 5-ти координатному фрезерному оброблювальному центрі, виведені рівняння і запропонована геометрія бічних поверхонь зубців, що дозволяє збільшити коефіцієнт осьового перекриття, усунути осьову складову навантаження, підвищити контактну і вигинисту міцність евольвентних аркових зубців поблизу торців за рахунок збільшення товщини зубців і подовжньої модифікації зачеплення у напрямі дії контактної навантаження.

3. Розроблена методика уточненого визначення характеру розподілення контактної навантаження, що дозволяє ефективно вирішувати контактні задачі зубчастих передач з урахуванням технологічних і деформаційних похибок у випадках однопарного і багатопарного зачеплення, та виконувати розрахунок оптимальної подовжньої модифікації прямих, косих, аркових та шевроно-аркових зубців з лінійним контактом для будь якого режиму навантаження.

4. Приведений зазор на торці від похибок виготовлення робить слабкий вплив на величину коефіцієнта розподілу навантаження між зубцями K_{α} в багатопарному зачепленні, величина якого обумовлюється в основному похибками основного шагу і жорсткістю зачеплення.

5. Для середнього рівня зовнішнього навантаження розрахована геометрія шевроно-аркових зубців другої ступені головної передачі автомобіля КРАЗ, що забезпечила зменшення коефіцієнта концентрації навантаження рівного 1.01.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мацей Р.О. Цилиндрическая эвольвентная передача с арочно-винтовыми зубьями / Мацей Р.О., Томас Штеле, Добринский А.Г., Ковра О.В. // Вестник НТУ ХПИ. Харьков, 2015. – С. 88-95.

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ТОРЦОВЫХ ЛИНЗОВЫХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Медведев С.А., Колесник Т.В., Мажоренко А.В.
Одесский национальный морской университет (Украина)

Аксиально-поршневые гидромашины (АПГ) широко применяются в мобильной технике, в том числе на морских и речных судах.

В конструкциях АПГ одной из наиболее ответственных деталей, в значительной степени определяющей долговечность работы, является торцовый распределитель. Основным силовым фактором, действующим на торцовый распределитель, является давление рабочей жидкости q в окне нагнетания. На торцовые поверхности распределителя действует давление со стороны блока цилиндров и корпуса. Характер нагружения серийного и модифицированного сферического распределителя АПГ с наклонным блоком цилиндров показан на рис. 1.

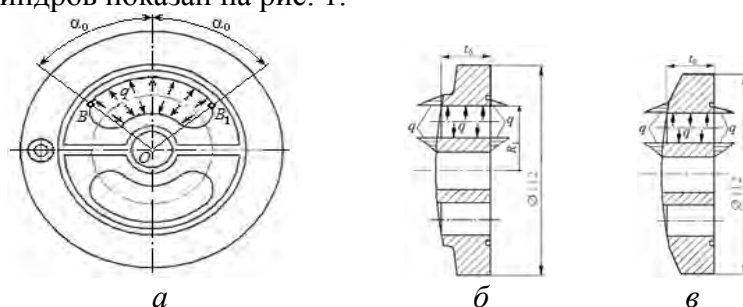


Рисунок 1. Схема нагружения ТР:
 a – поверхность, обращенная к крышке корпуса; $b, в$ – поперечные сечения до и после модификации

В связи со сложностью конфигурации торцовых распределителей расчет напряжений выполнен по методу конечных элементов. Максимальные напряжения возникают в краевых зонах наружной стенки окна высокого давления в окрестности точек B и B_1 , см. рис. 1. Установлено, что достаточно простая модификация конструкции, рис. 1 в, заметно снижает максимальную величину главного напряжения: в серийном распределителе $\sigma_{\max} = 176$ МПа, в модифицированном $\sigma_{\max} = 157$ МПа.

Аналитическое описание изменений напряжений (табл. 1) выполнено в форме полиномов 4-й степени, дифференцированием которых определены максимальные значения градиентов напряжений для модифицированного $G_m = G_m|_{x=5,5} = 53,0$ Н/мм³, и серийного торцового распределителя $G_c = G_m|_{x=5,0} = 81,8$ Н/мм³.

Средняя величина напряжений, возникающих в радиальном сечении наружной стенки окна распределителя от действия давления q , определена из условия равновесия фрагмента этой стенки с угловым размером $2\alpha_0$, см. рис. 1, a .

При определении расчетного ресурса вначале вычисляется предел выносливости торцового распределителя для симметричного цикла ($R = -1$). В соответствии с теорией подобия усталостного разрушения предел выносливости $\bar{\sigma}_{-1д}$ определяется по формулам стандарта 25.504.82.

Для произвольного значения коэффициента R выполняется пересчет предела выносливости. При характерном для торцового распределителя отнулевом цикле изменения напряжений, имеющем место при пусках-остановках, $R = 0$. Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла

$$\Psi_{\sigma_d} = \frac{\sigma_{-1д}}{2\sigma_B - \sigma_{-1д}}$$

При отнулевом цикле амплитуда напряжений равна их среднему значению, поэтому предел выносливости

$$\sigma_{0д} = \frac{2\sigma_{-1д}}{1 + \Psi_{\sigma_d}}$$

Результаты расчетов приведены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты расчета характеристик выносливости ТР по формулам стандарта 25.504-82

№	Расчетные величины	A, мм ²	σ_{\max} , МПа	$\sigma_{\text{ср}}$, МПа	α_{σ}	G, Н/мм ³	\bar{G} , мм ⁻¹	L/ \bar{G} , мм ²	lg(L/ \bar{G})
1	Серийный ТР	454	176	42,29	4,16	81,8	0,4648	103,3	2,014
2	Модифицированный ТР	504	157	38,09	4,12	53,0	0,3376	142,3	2,153

Таблица 1 (продолжение)

№	θ	ν_{σ}	$K_{\sigma} / K_{d\sigma}$	$K_{F\sigma}$	K	K_1	$\bar{\sigma}_{-1д}$, МПа	$\Psi_{\sigmaд}$	$\bar{\sigma}_{0д}$, МПа
1	1,170	0,1059	4,195	0,863	3,894	0,759	118,9	0,0880	218,6
2	1,612		4,226		3,922		118,1	0,0873	217,2

Для вероятности неразрушения $P > 50\%$ пределы выносливости пересчитываются по формулам стандарта ГОСТ 25.509.82

Коэффициенты вариации предела выносливости для серийного и модифицированного ТР соответственно равны: $(\nu_{\sigma 0})_c = 0,1165$ и $(\nu_{\sigma 0})_m = 0,1160$. Их пределы выносливости для вероятности неразрушения $P = 98\%$ сравниваются с рассчитанными максимальными напряжениями, табл. 2.

Таблица 2. Анализ результатов расчета

Распределитель	Серийный ТР	Модифицированный ТР
Анализ прочности	$(\sigma_{0д})_{98\%} = 166,2 < \sigma_{\max} = 176$ МПа	$(\sigma_{0д})_{98\%} = 165,3 > \sigma_{\max} = 157$ МПа
Вывод	Долговечность ограничена	Обеспечен неограниченный ресурс

Для расчета ресурса серийного ТР использовано уравнение левой ветви кривой усталости $\lg N_P = \lg N + z_P \cdot s \lg N$, где $\lg(s \lg N) = \alpha + \beta \lg \sigma^*$.

Параметры α и β определялись экспериментально. $\alpha = -0,8$; $\beta = -2,3$.

Для удобства использования графики семейства кривых представлены в полулогарифмической системе координат, где $\sigma^* - \lg N_P$, рис. 2.

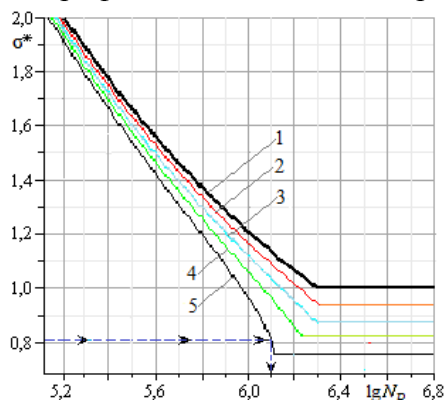


Рисунок 2. Семейство кривых усталости для некоторых значений квантилей:
1) $z_P = 0$; 2) $z_P = -0,5$; 3) $z_P = -1$; 4) $z_P = -1,5$;
5) $z_P = -2,06$.

Алгоритм расчета ресурса показан стрелками на рис. 5. Из расчета детали по МКЭ найдено возникающее в ней максимальное напряжение $\sigma = 176$ МПа. На уровне относительного напряжения $\sigma^* = 176/218,6 = 0,8051$ по кривой 5 для вероятности неразрушения $P = 98\%$, когда квантиль $z_P = -2,06$, определяем: $\lg N_P \approx 6,1$, следовательно ресурс $N_{98\%} = 10^{6,1} = 1259000$ циклов.

У кривых усталости, построенных для меньших вероятностей неразрушения, длительные пределы выносливости лежат выше уровня $\sigma^* = 0,8052$, т.е. ресурс серийного ТР получается неограниченным.

Выводы

1. Разработан алгоритм численно-аналитического определения коэффициента концентрации напряжений для деталей сложной конфигурации.
2. Предложен метод оценки градиента напряжений, позволивший расширить возможность применения статистической теории подобия усталостного разрушения и стандартизованных методов определения пределов выносливости деталей машин и элементов конструкций сложной конфигурации для заданной вероятности разрушения.
3. Показана возможность аналитического построения кривой усталости для заданной вероятности разрушения и продемонстрирован способ определения ресурса деталей при

известном максимальном напряжении и заданном коэффициенте асимметрии цикла.

ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ ТОНКОСТЕННОГО КОЛЬЦЕВОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

Медведев С.А., Лабунская Т.С., Попов В.В.

Одесский национальный морской университет (Украина)

Конструктивной особенностью центральных кольцевых колес планетарных редукторов с внутренними зубьями является малая толщина их обода. При вращении сателлитов такой обод изгибается в своей плоскости. Эта деформация имеет циклический характер: в зоне контакта с сателлитом обод получает выпуклость наружу, между соседними сателлитами – выпуклость вовнутрь. При этом внутренняя поверхность соответственно испытывает сжатие либо растяжение в окружном направлении, то есть действуют тангенциальные напряжения σ_t . Кроме этого, при передаче вращающего момента в основаниях зубьев возникают изгибные напряжения радиального направления σ_r , коэффициент асимметрии здесь $R_2 = 0$.

В случаях больших толщин обода напряжения σ_t невелики и возможно разрушение зубьев от их изгиба (излом). При малых толщинах обода напряжения σ_t становятся существенными и в некоторых случаях разрушается обод. Эти разрушения обусловлены совместным действием напряжений σ_t и σ_r , то есть имеет место двумерное напряженное состояние.

В работе предложена методика расчета тонкостенного обода, в которой выполняется переход к эквивалентным напряжениям по теории Мизеса.

Установлено, что в основании зуба расчетное напряженное состояние имеет асимметричный характер. Для определения характеристик сопротивления усталости обода выполнен переход к эквивалентным симметричным напряжениям σ_{-1e} с использованием модифицированной диаграммы предельных амплитуд напряжений, которая описывается полиномом третьей степени.

$$\sigma_{-1e} = \sigma_a \cdot \left[1 - \frac{1}{3} \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_s} + \frac{\sigma_m^2}{\sigma_s^2} + \frac{\sigma_m^3}{\sigma_s^3} \right) \right]^{-1}.$$

Предел выносливости обода σ_{-1e} определен по методике, регламентированной ГОСТ 25.504-82, с учетом размеров, особенностей конструкции и технологии изготовления исследуемого зубчатого колеса [1]. Концентрация напряжений оценена по рекомендациям В.Л. Устиненко [2].

Предел выносливости обода σ_{-1e} определен по методике регламентированной ГОСТ 2.504-82 с учетом размеров, особенностей конструкции и технологии изготовления исследуемого зубчатого колеса.

Построено семейство кривых усталости для этого зубчатого колеса для различных вероятностей разрушения P . Пределы выносливости, определяющие горизонтальные участки кривых усталости, определены по ГОСТ 25.504-82.

Для построения наклонных участков использована аналитическая зависимость, полученная по методике М.Н. Степнова с учетом увеличения рассеяния долговечности при уменьшении уровня напряжений.

Расчет выполнен для обода центрального колеса с тремя сателлитами, изготовленного из стали 30ХГСА, количество зубьев $z = 64$, модуль $m = 3,25$ мм, угол наклона зубьев $\beta = 0$, толщина обода 8 мм, вращающий момент 4000 Нм.

Установлено, что при вероятности $P = 90$ % количество циклов до разрушения $N = 1,4 \cdot 10^6$.

Для удобства кривая усталости представляется в логарифмических координатах и позволяет по известному эквивалентному напряжению σ_{-1e} определить ресурс эпицикла.

Для увеличения ресурса эпицикла предложено уменьшить концентрацию напряжений в галтелях зубьев, увеличив радиус их переходных поверхностей, а также применить упрочняющую технологию (закалка ТВЧ, азотирование, обкатка роликом и т.п.), что приводит к существенному повышению предела выносливости обода.

При увеличении количество сателлитов до пяти количество циклов до разрушения возрастает в 2,5 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 25.504-82. Расчет и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. – М.: Издательство стандартов, 1988. – 82 с.

2. Устиненко В.Л. Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. – М.: Машиностроение, 1972. – 92 с.

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАХОПЛЮВАЛЬНИХ ПРИБОРІВ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ОБ'ЄКТІВ ПО ДУГОВІЙ ТРАЄКТОРІЇ

Михайлишин Р.І., Савків В.Б., Козбур І.Р.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Часто на виробництві використовують утримуючі захоплювальні пристрої [1] для транспортування об'єктів маніпулювання у відповідності до технологічного процесу. Так під час транспортування об'єктів маніпулювання в 60% випадках використовуються дугові траєкторії [2]. Типовим прикладом утримуючих захоплювачів можна вважати струминні захоплювальні пристрої [3]. В захоплювальних пристроях струминного типу підймальна сила створюється за рахунок аеродинамічного ефекту притягання, що забезпечується завдяки використанню стиснутого повітря.

На сучасному етапі автоматизації задача зниження енергозатрат при транспортуванні та маніпулюванні об'єктами виробництва є найбільш актуальною. Задля збереження рівноваги об'єкта маніпулювання відносно захоплювального пристрою найчастіше вводяться обмеження на швидкість транспортування і прискорення, що в свою чергу призводить до збільшення часу маніпулювання і відповідно енергетичних затрат на транспортування.

З метою мінімізації енергетичних затрат на утримування об'єкта маніпулювання захоплювальним пристроєм доцільно регулювати силу притягання на різних ділянках траєкторії. Зокрема під час розгону і уповільнення забезпечувати максимальну силу притягання, а на ділянці руху з постійною швидкістю - мінімальне значення. Отже виникає завдання визначити мінімальну необхідну силу притягання захоплювального пристрою для транспортування об'єкта маніпулювання впродовж всього часу транспортування по дуговій траєкторії.

Зазвичай під час транспортування об'єктів маніпулювання вони не переорієнтовуються і транспортуються з такою ж орієнтацією в якій відбулось захоплення. Під час транспортування об'єкта маніпулювання (ОМ) на нього будуть діяти сили тертя $F_{тр}$, сили інерції F_x^{in} , F_y^{in} , F_z^{in} , сила притягання $F_{пр}$ захоплювача, сили тяжіння mg і нормальні реакції $N_{сум}$ в точці (точках) контакту (рис. 1).

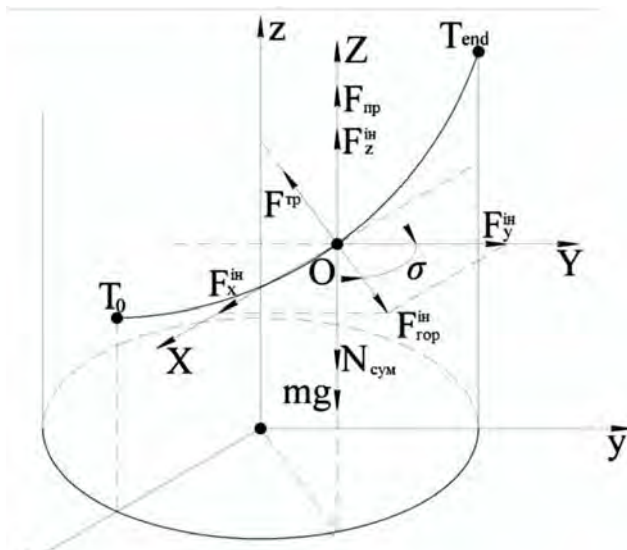


Рисунок 1. Сили які діють на об'єкт маніпулювання під час руху

Запишемо умову рівноваги для трьох ділянок траєкторій:

- перша ділянка (розгін)

$$N_1 + N_2 + N_3 = N_{сум}$$

$$F_1^{mp} + F_2^{mp} + F_3^{mp} = N_{сум} f$$

$$\begin{cases} F_x = 0 \rightarrow F_x^{in} - N_{сум} f \sin \sigma = 0 \\ F_y = 0 \rightarrow F_y^{in} + N_{сум} f \cos \sigma = 0 \\ F_z = 0 \rightarrow F_z^{in} + F_{пр} - N_{сум} - mg = 0 \end{cases} \quad (1)$$

- друга ділянка (рівномірний рух)

$$\begin{cases} F_x = 0 \rightarrow F_x^{in} - N_{сум} f \sin \sigma = 0 \\ F_y = 0 \rightarrow F_y^{in} + N_{сум} f \cos \sigma = 0 \\ F_z = 0 \rightarrow F_{пр} - N_{сум} - mg = 0 \end{cases} \quad (2)$$

- третя ділянка (уповільнення)

$$\begin{cases} F_x = 0 \rightarrow F_x^{in} + N_{сум} f \sin \sigma = 0 \\ F_y = 0 \rightarrow F_y^{in} - N_{сум} f \cos \sigma = 0 \\ F_z = 0 \rightarrow F_z^{in} + F_{np} - N_{сум} - mg = 0 \end{cases} \quad (3)$$

Якщо визначити з системи рівнянь (1-3) суми нормальних реакцій $N_{сум}$ об'єкта маніпулювання з захоплювальним пристроєм і підставити в F_z кожного з цих рівнянь, отримаємо обмеження мінімальної необхідної сили притягання на утримування захоплювальним пристроєм ОМ для кожної з ділянок траєкторії (Рис. 2):

$$F_{np} \geq \begin{cases} \frac{-F_y^{in}}{f \cdot \cos(\sigma)} + mg - F_z^{in} \text{ коли } 0 \leq t \leq t_p \text{ де } \sigma = \pi - \text{arctg} \left(\frac{F_y^{in}}{F_x^{in}} \right) \\ \frac{-F_y^{in}}{f \cdot \cos(\sigma)} + mg \text{ коли } t_p \leq t \leq t_y \text{ де } \sigma = \pi - \text{arctg} \left(\frac{F_y^{in}}{F_x^{in}} \right) \\ \frac{F_y^{in}}{f \cdot \cos(\sigma)} + mg - F_z^{in} \text{ коли } t_y \leq t \leq t_{end} \text{ де } \sigma = -\text{arctg} \left(\frac{F_x^{in}}{F_y^{in}} \right) \end{cases} \quad (4)$$

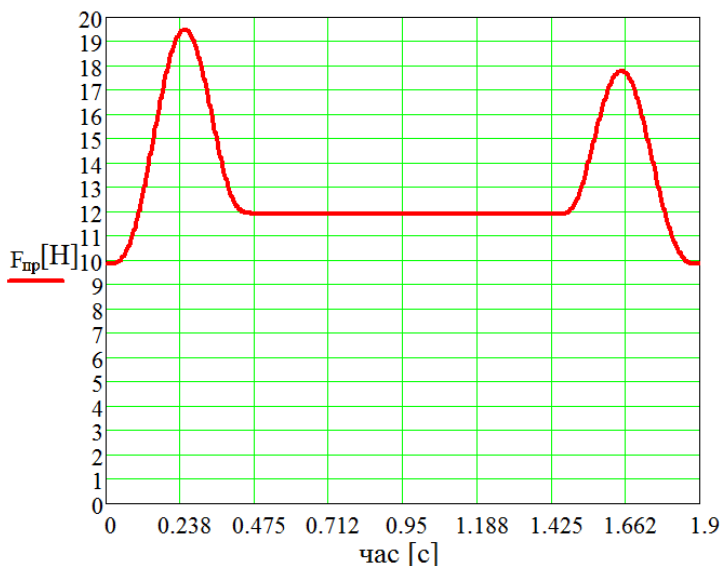


Рисунок 2. Графік мінімально необхідної сили притягання під час транспортування по дуговій траєкторії ($t_0=0$ [с], $t_{p/y}=0.5$ [с], $t_{end}=1.9$ [с], $z=0.5$ [м], $R=1$ [м], $f=0.6$)

Отже у роботі запропонована методика визначення мінімальної необхідної сили притягання об'єкта маніпулювання захоплювальним пристроєм утримуючого типу. Вона дозволяє розрахувати мінімально необхідні силові характеристики захоплювачів для критичних ділянок траєкторії (розгін, уповільнення) та ділянки руху з сталою швидкістю.

ЛІТЕРАТУРА

1. Проць Я.І. Захоплювальні пристрої промислових роботів: Навчальний посібник / Я.І. Проць. — Тернопіль : Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя, 2008. — 232 с.
2. Бохонский А. И. Перемещение объекта по цилиндрической винтовой траектории с использованием манипулятора / Бохонский А.И., Васильченко А.К. // Вісник СевНТУ. Сер.: Автоматизація процесів та управління — 2014. — № 146. — С. 95-99.
3. Савків В. Удосконалення конструкції струменевих ежекційних захоплювачів автоматичних пристроїв завантаження / Савків В., Фендьо О., Савків Г. // Вісник ТНТУ. — 2010. — Том 15. — № 3. — С. 64-74.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ ГИДРОВОЛНОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Настасенко В.А.

Херсонская государственная морская академия (Украина)

Введение. Работа относится к сфере альтернативной энергетики, в частности – к гидроволновым энергетическим системам в прибрежном и судовом исполнении.

Проблемам нетрадиционной судовой энергетики постоянно уделяется большое внимание. Однако их внедрение на транспортном флоте раньше было связано лишь с проблемой экономии топлива и судовладельцы решали ее самостоятельно, по своему усмотрению. В настоящее время важным фактором является задача уменьшения выбросов CO₂ и других вредных веществ, влияющих на парниковый эффект и загрязнение окружающей среды, которые неизбежно возникают при сжигании любых видов топлив. Такие проблемы являются глобальными для всего человечества и финансируются на базе программ ООН, что выводит исследования в данной сфере на новый качественно более высокий уровень.

Анализ состояния проблемы. Согласно европейских стандартов EN 15603-2, экологические показатели традиционной энергетики при производстве 1 кВт/ч электроэнергии на ТЭЦ, ограничены выбросами 617 г CO₂. Для транспортного флота – показатели выбросов аналогичны (таблица).

Таблица – Сравнительные количественные показатели вредных выбросов при сжигании традиционных судовых топлив [1]:

Тип топлива	Количество вредных выбросов, г/(кВт·ч) (по данным MARINTEC)			
	SO _x	NO _x	CO ₂	Твердые частицы
Мазут (3,5% масс. соединений серы)	13	9 – 12	580 – 630	1,5
Морское дизельное топливо (0,5% масс. соединений серы)	2	8 – 11	580 – 630	0,25 – 0,5
Очищенное дизельное топливо (0,1% масс. соединений серы)	0,4	8 – 11	580 – 630	0,15 – 0,25
Природный газ (сжатый или сжиженный)	0	2	430 – 480	0

При общем количестве ежегодно эксплуатируемых судов около 40 тыс. штук в среднем по 250 суток в год и усредненном суточном потреблении 1 судном около 60 т топлива, его общие годовые расходы M_m составляют:

$$M_m = 60 \text{ (т/сутки)} \times 40 \text{ (тыс. шт.)} \times 250 \text{ (суток)} = 600 \text{ (млн. т)} \quad (1)$$

При среднем расходе топлива на выработку 1 кВт/ч энергии в судовых двигателях внутреннего сгорания (ДВС) $\Delta q = 170$ г/(кВт·ч), с учетом данных таблицы и общей массы потребляемого судами топлива $M_m = 600$ млн. т (1), получим общую среднегодовую массу M_g выбросов CO₂, которая близка к выбросам такой промышленно развитой страны, как Япония:

$$M_g = 600 \text{ (млн. т)} \frac{580 \dots 630 \text{ (г / кВтч)}}{170 \text{ (г / кВтч)}} \approx 2000 \dots 2200 \text{ (млн. т)}. \quad (2)$$

Уменьшить количество вредных выбросов позволяет нетрадиционная энергетика, к которой на транспортном флоте относят ветряную, солнечную и гидроволновую. Однако их применение на транспортном флоте отличается от применения на суше и имеет свои проблемы и возможности. При этом учитывали, что солнечная энергетика с удельной мощностью солнечных батарей около 0,175 кВт/м² а также ветряная энергетика в парусном исполнении с тягой 0,5 кН/м², требуют для замены главных судовых двигателей мощностью

5 МВт и выше – значительных площадей, которых не имеет транспортное судно. По удельной мощности эти системы уступают гидроволновым электроэнергетическим системам, поэтому требуется их дополнительный анализ. Его проведение составляет *главную цель* выполняемой работы и является актуальной и важной проблемой, от которой зависит будущее энергетики.

В рамках поставленной цели необходимо решение следующих *задач работы*:

- 1) анализа современных гидроволновых энергетических систем,
- 2) выбора наиболее простых, надежных и эффективных вариантов,
- 3) обоснования предпочтительности их применения и перспектив дальнейшего развития.

Объект исследований – основные виды гидроволновых энергетических систем.

Предмет исследований – технико-экономический анализ гидроволновых энергетических систем, возможностей их применения в современных условиях и обоснование путей их развития.

Научная новизна работы:

1. Создано новое направление развития гидроволновых электроэнергетических систем маятникового гравитационного принципа действия.
2. Научно обоснованы возможности и перспективы развития данных систем в судовом варианте и в виде прибрежных электростанций.

Практическая значимость работы – применение судовой гидроволновой энергетики обеспечивает возможность уменьшения расхода традиционных видов топлив, выбросов CO₂ и других вредных веществ, а в судовом варианте – полную замену ходовых двигателей.

Анализ известных гидроволновых энергетических систем. В настоящее время прибрежной гидроволновой энергетике уделяется достаточно большое внимание, однако в работе [1] в судовом исполнении она признана невозможной, что не отвечает реальности.

Например, создание судовых систем возможно на базе прибрежной гидроволновой электроэнергетической системы рычажно-поплавкового типа, предложенной профессором Стефаном Сегеном (Бразилия) (рис. 1).

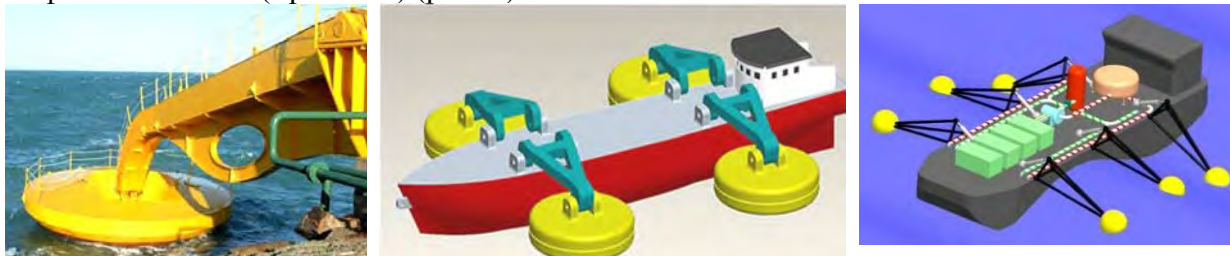


Рисунок 1. Гидроволновые энергетические системы рычажно-поплавкового типа

Рычажно-лопастной (плавниковый) вариант предложил изобретатель Генри Линден (США). На его базе в Германии был создан проект яхты, а в Швеции – паром E/S ORCELLE (рис. 2), в котором для исключения большого количества преобразований энергии подъема волн в электрическую, использована система прямого движущего действия потока воды.

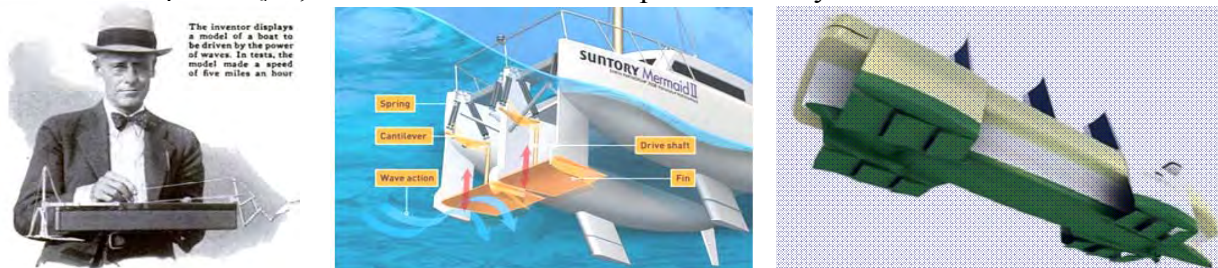


Рисунок 2. Рычажно-лопастные (плавниковые) судовые гидроволновые системы

Основные недостатки данных систем:

1. Возможность повреждения сильными волнами.

2. При посадке на мель система разрушается и может повредить корпус судна, что может привести к его гибели.
3. Обрастание флорой и фауной рычагов и плавников, что затруднит их качание.
4. Низкий КПД и удельная мощность.
5. Работа только при наличии волн, а в электроэнергетической системе – возможно накопление энергии при сильном волнении и использование ее при слабом волнении.

Аналогичные недостатки имеют все известные гидроволновые системы.

Разработка гидроволновых электроэнергетических систем проф. В.А. Настасенко

Особенностью гидроволновых электроэнергетических систем профессора Настасенко является гравитационно-маятниковый принцип действия. В простейшем исполнении систем 1-го поколения (патент РФ № 2396673) предложено на ротор электрогенератора навесить груз, который обеспечивает ему устойчивую ориентацию к центру Земли. Тогда при установке электрогенератора на плавучее средство, качаемое волнами (рис. 3, а), возникает относительное движение ротора и статора, ведущее к образованию электрического тока. Аналогичный вариант возможен при свободном подвесе статора электрогенератора (рис. 3, б).

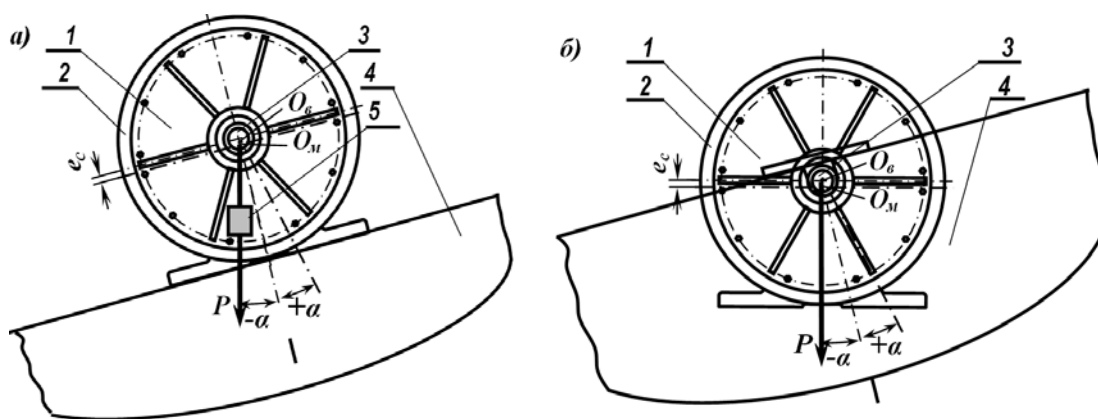


Рисунок 3. Гидроволновые системы маятникового действия 1-го поколения

Дальнейшее развитие гравитационная гидроволновая электроэнергетическая система профессора Настасенко получила в 4-м поколении (патент РФ № 2603813), с установкой перевозимого судном груза в трюме с дуговым основанием на опорные ролики, связанные с электрогенераторами (рис. 4). В ней возможна полная замена главного двигателя судна.

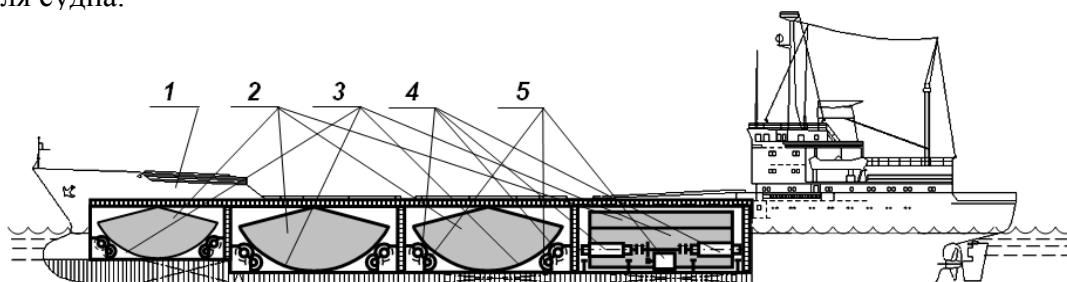


Рисунок 4. Компоновка судовой гидроволновой системы 4-го поколения

Общие выводы по работе

Предлагаемые гидроволновые электроэнергетические системы 4-го поколения проф. Настасенко обладают конструкторско-технологической простотой, надежностью и наиболее высоким энергетическим потенциалом, а также исключают недостатки известных систем, поэтому рекомендуются для широкого внедрения в прибрежном и судовом вариантах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Электронный ресурс. – Режим доступа: www.korabel.ru/filemanoger/OTHER/0/0/3.pdf.

ДВОСТУПЕНОВА АБСОРБЦІЙНО-АДСОРБЦІЙНА ХОЛОДИЛЬНА МАШИНА ДЛЯ ТРИГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Остапенко О.В.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (Україна)

Газові двигуни, що працюють на природному газі і альтернативних газоподібних паливах (біогаз і т.п.), знаходять все більш широке застосування в установках автономного енергозабезпечення. Провідні двигунобудівні фірми випускають когенераційні модулі - зі штатними теплообмінниками для отримання гарячої води або водяної пари за рахунок використання теплоти випускних газів, надувного повітря або газоповітряної суміші (ГПС), що охолоджує сорочку двигуна води і мастила. Хоча когенераційні модулі легко інтегруються в системи тепло- і холодопостачання конкретних об'єктів, однак аналіз енергетичної ефективності таких тригенераційних систем показує наявність втрат теплоти і обумовлену ними недовиробіток холоду.

Так, з умови підтримки теплового стану двигуна, що забезпечує його надійну експлуатацію, температура зворотного (охолодженого) теплоносія, який повертається в когенераційну систему ГД від АБХМ, обмежується її специфікаційним значенням $t_{зв} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$. При його перевищенні надлишок теплоти скидається в атмосферу, а при меншій температурі зворотного теплоносія $t_{зв}$ до нього поміщується частина гарячого теплоносія, який виходить з когенераційного модуля і повертається в нього, минаючи АБХМ.

Рішення завдання підвищення ефективності трансформації теплоти ГД в холод розглядалося на прикладі тригенераційної установки автономного електро-, тепло- і холодозабезпечення заводу ТОВ "Сандора" - "Pepsico Ukraine" (м.Миколаїв, Україна). Проектування і монтаж установки виконані ПНВП "СИНАПС" - "GE Energy" (м.Київ) та ТОВ "Хладотехника" (м.Миколаїв). Тригенераційної установка включає 2 когенераційних газових двигуна JMS 420 GS-N.LC GE Jenbacher (електрична потужність одного ГД 1400 кВт, тепла потужність 1500 кВт). Теплота, яка надходить від когенераційного модуля трансформується абсорбційною бромістолітєвою холодильною машиною (АБХМ) AR-D500L2 Century в холод, який витрачається на технологічні потреби і для роботи центральних кондиціонерів, що забезпечують охолодження повітря в машинному відділенні, з якого він надходить на всмоктування турбокомпресора ГД.

Відповідно до існуючої схеми при температурі зворотної (охолодженої) води на виході з АБХМ, наприклад $t_{зв} = 75...80\text{ }^{\circ}\text{C}$, тобто вище її специфікаційного значення $t = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ на вході в теплообмінники ГД, що забезпечує оптимальний тепловий стан ГД, частина зворотної води охолоджується в охолоджувачі зворотного теплоносія (ОТН) з відведенням надлишкової теплоти в атмосферу градирнею 2. Повертати надлишкову теплоту в АБХМ недоцільно через її знижений температурний потенціал, $t_{зв} = 75...80\text{ }^{\circ}\text{C}$, в порівнянні з температурою гарячого теплоносія на вході АБХМ: $t_r = 90...95\text{ }^{\circ}\text{C}$, оскільки зниження температури гарячого теплоносія на вході АБХМ викликаючи погіршення ефективності трансформації тепла в холод - зниження теплового коефіцієнта ζ .

Зниження температури теплоносія в АБХМ зазвичай становить не більше $\Delta t = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, а реально навіть дещо менше, що не дозволяє охолоджувати теплоносій до температури на вході в ГД $t = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, що забезпечує підтримку теплового стану ГД на необхідному рівні, і викликає необхідність скидати надлишкову теплоту в атмосферу градирнею 2 аварійного

скидання. Через відповідних втрат теплоти теплові коефіцієнти системи утилізації теплоти ГД виявляються значно нижче теплових коефіцієнтів власне АБХМ, що зумовлює істотне зниження холодопродуктивності.

Для скорочення існуючих втрат тепла, можна встановити додатково адсорбційну холодильну машину (АДХМ) відразу після існуючої АБХМ. Робочий режим АДХМ такий, що вона здатна використовувати теплоносій невисокого потенціалу з температурою 70...80 °С який в наслідки-віє охолоджується в ній до 10 °С. В запропонованій схемі тригенераційної установки в АДХМ використовується теплоносій після абсорбційної машини з температурою 75 °С, охолоджуючись в ній до 67 °С. Подаючи на АДХМ частину, а саме 68,9% (85,3м³/год) від повної (123,8м³/год) витрати теплоносія, отримуємо 2 потоки зворотного теплоносія з температурами 75 °С після АБХМ і 67 °С після АДХМ. При змішуванні яких знову в один потік з температурою 70 °С. Вона відповідає специфікаційному значенню температури зворотного теплоносія, що подається на охолодження вузлів двигуна.

За рахунок утилізації надлишкової теплоти, раніше скидається в атмосферу, можна збільшити холодопродуктивність тригенераційної установки на величину 400-450 кВт, доводячи холодильну потужність установки майже до номінальної величини у 2000 кВт.

Також за рахунок використання ступеневої трансформації підвищується ефективність (тепловий коефіцієнт) системи утилізації з $\zeta = 0,5$, для базового варіанту, до $\zeta = 0,7$ для варіанту з ступеневою абсорбційно- адсорбційною холодильною машиною.

ЛІТЕРАТУРА

1. Elsenbruch T. Jenbacher gas engines a variety of efficient applications / T. Elsenbruch.– București, October 28, 2010. – 73 p.
2. Adsorption Heat Pump - Building Equipments // Mitsubishi Plastics, Inc. – 4 p.

МЕЖДУНАРОДНАЯ КОНВЕНЦИЯ ПО БАЛЛАСТНЫМ ВОДАМ ВСТУПИЛА В СИЛУ

Палагний В.И.

Херсонская государственная морская академия (Украина)

8 сентября 2017 года вступила в силу Международная конвенция о контроле судовых балластных вод и осадков и управлении ими 2004 года (BWMС), согласно которой, суда должны быть оснащены системами очистки балластной воды.

Балластная вода обеспечивает остойчивость судна и его структурную целостность. В ней могут содержаться тысячи водных микробов, водорослей и микроорганизмов, которые переносятся через океаны и попадают в экосистемы, в которых они являются чужеродными. Расширение объема морских перевозок судами за последние несколько десятилетий увеличило вероятность попадания инвазивных видов через балластную воду. Зафиксированы случаи разрушительных последствий местной экосистемы, экономики и инфраструктуры от попавших инвазивных видов.

Согласно балластной конвенции, все суда, участвующие в международной торговле, обязаны заменять водяной балласт или очищать эти воды и осадки в соответствии с планом управления балластными водными ресурсами. Все суда должны иметь журнал балластных вод, международный сертификат на управление водяным балластом и одобрение соответствующими организациями типового образца.

Генеральный секретарь ИМО Китац Лим заявил: «Это важный шаг в направлении прекращения распространения инвазивных водных видов, который может вызвать катастрофические последствия для местных экосистем, повлиять на биоразнообразие и привести к существенным экономическим потерям. Вступление в силу Конвенции об управлении балластными водами не только сведет к минимуму риск вторжения чужеродных видов через балластные воды, но и обеспечит международную площадку для международного судоходства, обеспечивая четкие и надежные стандарты управления судовыми балластными водами».

Конвенция применяется как при плавании судов во внутренних водах (портах), так и при заходе этих судов в иностранные порты.

Конвенция не применяется к:

- судам, которые не спроектированы или не построены для перемещения балластных вод и осадков;
- судам, которые эксплуатируются только в водах, находящихся под юрисдикцией государства флага судна (территориальное море и внутренние морские воды), если государство флага судна не решит, что сброс балластных вод с таких судов либо ухудшит окружающую среду, здоровье человека, имущество или ресурсы – свои или прилегающих других государств, либо причинит им ущерб;
- судам, которые эксплуатируются только в водах, находящихся под юрисдикцией другого государства, если это государство разрешает такое исключение;
- судам, которые эксплуатируются только в водах, находящихся под юрисдикцией одного государства и в открытом море (без захода в иностранные территориальное море или внутренние морские воды), если такое государство не решит, что сброс балластных вод с таких судов либо ухудшит окружающую среду, здоровье человека, имущество или ресурсы – свои или прилегающих других государств, либо причинит им ущерб;

- военным кораблям, военно-вспомогательным судам или другим судам, принадлежащим государству или эксплуатируемым им и используемым только для правительственной некоммерческой службы;
- судам, перевозящим в закрытых танках постоянные балластные воды, которые не подлежат сбросу;
- судам-земснарядам в отношении воды в их трюмах;
- плавучим установкам для хранения и плавучим установкам для производства, хранения и выгрузки.

Изначально будут действовать два стандарта контроля водяного балласта.

Стандарт D-1 предусматривает замену балластной воды на судне в открытом море вдали от прибрежных вод (расстояние — не менее 200 морских миль от берега, глубина — не менее 200 метров). Эта мера уменьшает шансы микроорганизмов на выживание.

Стандарт D-2 (показатель эффективности) определяет максимальное количество жизнеспособных организмов, которое может находиться в сливаемой воде, включая определенные индикаторные микробы, вредные здоровью человека.

С 8 сентября 2017 года все строящиеся суда должны соответствовать стандарту D-2, в то время как эксплуатируемые суда — стандарту D-1.

Вовлеченными организациями был согласован график внедрения стандарта D-2, основанный на дате проведения повторного освидетельствования на подтверждение Международного свидетельства о предотвращении загрязнения нефтью (IOPP), который должен проводиться не реже одного раза в пять лет.

В будущем все суда должны соответствовать стандарту D-2. Для большинства судов это означает установку специального бортового оборудования.

ИМО занимается проблемой инвазивных видов в судовых балластных водах с 1980-х годов, когда государства-члены организации, испытывающие особые проблемы, обратились в Комитет ИМО по защите морской среды (MEPC).

Рекомендации по решению этой проблемы были приняты в 1991 году, после этого ИМО разрабатывала Конвенцию BWMC, которая в целом была принята в 2004 году. Требовалась договоренность о единообразной реализации Конвенции и решении проблем различных заинтересованных сторон: о наличии соответствующих систем управления балластной водой, испытании и утверждении типового образца установки.

Системы управления судовыми балластными водами должны быть одобрены национальными органами власти в соответствии с регламентом, разработанным ИМО. Системы очистки должны пройти испытания на береговых объектах и на борту судов с целью подтверждения соответствия стандарту эффективности. Например, они могут включать технологии с использованием фильтрации, УФ-излучения или электрохлорирования. При этом системы, которые используют активные вещества при очистке балластной воды, должны пройти строгую процедуру утверждения ИМО. Существует двухуровневый процесс, чтобы гарантировать, что такая система не создает необоснованного риска безопасности судна, здоровью человека и водной среды.

На сегодня более 60 систем очистки балластных вод получили официальное утверждение типового образца.

ТЕХНІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ РОЗВИТКУ ВТОМНИХ ПОШКОДЖЕНЬ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ НЕСІВНИХ СИСТЕМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Попович П.В., Шевчук О.С., Бабій М.В.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Як свідчить практика, домінуючою причиною виходу з ладу транспортних машин сільськогосподарського призначення є сукупний руйнівний вплив випадкових динамічних навантажень на металоконструкцію. Оскільки рама є основною частиною, основна увага зосереджується на створенні методик для проведення проектних розрахунків довговічності тримких рам металоконструкцій. На сьогоднішній час у світовій практиці домінує принцип забезпечення обмеженого ресурсу тримких систем машин з встановленою імовірністю неруйнування, отже значно підвищуються вимоги до точності оцінки ресурсу – помилки призводять до спонтанних передчасних відмов або до завищеної металоємності металоконструкції. Сучасні методи розрахунку ресурсу металоконструкцій сільськогосподарських машин, які базуються лише на статистичному або критеріальному підході до оцінки міцності без врахування робочих для досліджуваного транспортного засобу середовищ, дають неоднозначні результати прогнозованого терміну роботи машини [1].

При проектуванні транспортних сільськогосподарських машин, необхідна розробка таких методів прогнозування ресурсу роботи, які забезпечують інтегральний підхід до оцінки довговічності, наприклад за механізмами навантаженості обґрунтовуються класи тримких вузлів і для кожного з них на основі законів термодинаміки складаються розрахункові моделі, баланс енергії та зміни швидкості енергії для всієї металоконструкції, обчислюється швидкість руйнування. Після чого формуються залежності для прогнозування ресурсу. Необхідні у даному випадку експериментальні випробування на циклічну тріщиностійкість металоконструкцій сільськогосподарської техніки проводяться на машинах, які забезпечують навантаженість зразків при заданих параметрах за потрібною схемою навантаження. Необхідно, щоб приспособлення, які використовуються для закріплення зразків з максимальною точністю відтворювали схему навантаження робочої частини зразка, а також забезпечували задану жорсткість і міцність зразка у зоні прикладання навантаження. Типи зразків та схеми їх навантажень приймаються у відповідності до поставленої задачі досліджень, розмірів та форми конструкції, з якої вирізаються зразки, механічних властивостей матеріалу, обладнання, яке використовується в експерименті. Установки для досліджень оснащуються апаратурою для вимірювання максимального і мінімального навантаження, кількості циклів навантаження, довжини тріщини, параметрів навколишнього середовища [1, 2, 3].

В переважній більшості випадків, випробування рам мобільних машин проводяться при однокомпонентному навантаженні, наприклад згині зразка знакозмінним моментом. Реалізація таких випробувань істотно спотворює картину навантаженості вузла з причини що у реальних експлуатаційних умовах має місце сумісна дія згину з крученням. Це призводить до отримання недостатньо коректних результатів. Вітчизняна промисловість не випускає спеціалізованого устаткування для випробувань на втому великогабаритних рам транспортних сільськогосподарських машин. Крім того, дослідження натурних рам є заходом, що відрізняється високою енергоємністю. З метою зниження витрат доцільними є випробування зон, лімітуючих довговічність рам. Для цього необхідна розробка наукового підходу, що регламентує основні принципи моделювання рам. Для експериментальних досліджень елементів тримких рам розроблено і виготовлено спеціальний стенд, який дозволяє відтворювати навантаження, наближене до експлуатаційного, фіксувати початок утворення макротріщини з її подальшою візуальною реєстрацією. Стенд, є машиною з механічним збуджувачем циклічних навантажень (рис. 1, а). Принцип дії базується на

перетворенні обертового руху вихідного вала електродвигуна 1 у коливальний рух зразка 5. Зразок закріплюється у спеціальні тримачі-захвати 6, які при допомозі шарніра 7 з'єднуються з шатуном 4, що перетворює рух ексцентрика 3 у переміщення зразка.

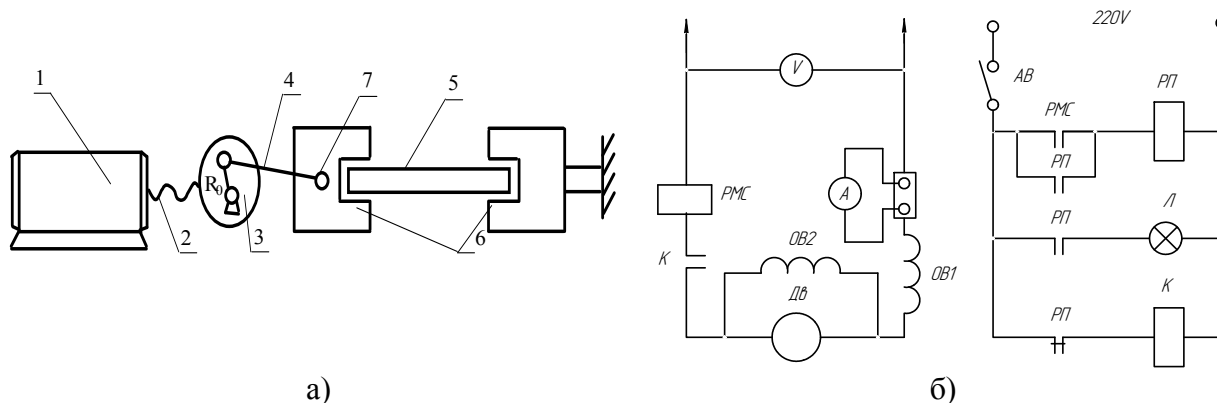


Рисунок 1. Стенд для експериментальних випробувань: а – функціональна схема стенда; б – схема автоматичної реєстрації втомної тріщини

Значне значення має реєстрація моменту зародження втомної макротріщини, а також граничного стану локальної моделі у процесі досліджень. Найбільш доступним і таким, що забезпечує оцінку втомного пошкодження на будь-якому етапі випробувань зварних вузлів несучих систем є метод, що заснований на зміні потужності приводного електродвигуна установки. Для застосування електродвигуна як датчика у системі реєстрації рівня пошкоженості зразка застосовується електродвигун постійного струму з паралельним збудженням, оскільки даний тип двигуна має "жорстку" характеристику [4,5]. Для реєстрації моменту зародження втомної макротріщини, враховується, що за умови забезпечення постійності напруги на електродвигуні і частоти навантаження зразка потужність є лінійною функцією струму. Реєстрація зародження макротріщини стає можливою при включенні в ланцюг якоря контактної амперметра або реле мінімального струму, з'єднаних з лампою як засобом сигналізації. На рис. 1, б показана схема автоматичної реєстрації втомної тріщини з світловою сигналізацією. У момент появи втомної макротріщини починається зниження споживаної потужності, що приводить до спрацьовування реле, електродвигун установки зупиняється і включається сигнальна лампа. Подальший ріст тріщини реєструється за допомогою катетометра.

ЛІТЕРАТУРА

1. Popovych. P.V. The service life evaluation of fertilizer spreaders undercarriages / P.V., Popovych; O.L., Lyashuk; I.S., Murovanyi; V.O., Dzyura; O.S., Shevchuk; V.D., Myndyuk // INMATEH - Agricultural Engineering . Sep-Dec 2016, Vol. 50, Issue 3, pp.39–46.
2. Панасюк В.В., Андрейкив А.Е., Ковчик С.Е. Методы оценки трещиностойкости конструкционных материалов. – Киев: Наук. думка, 1977. – 277 с.
3. Popovych. P.V. Influence of organic operation environment on corrosion properties of metal structure materials of vehicles/ Popovych P.V., Lyashuk O.L., Shevchuk O.S., Tson O.P., Bortnyk I.M., Poberezhna L.Ya.// INMATEH – Agricultural Engineering . 2017, Vol. 52, Issue 2, pp.113–119.
4. Миркитанов В.И. , Щурин К.В. Мониторинг в системе усталостных испытаний металлоконструкций. / Эксплуатационная надежность машин, роботов и модулей ГПС. Тез. докл. Всес. науч.- техн. конференции. – Свердловск, 1987, С. 135 – 136.
5. Екобори Т. Физика, механика разрушения и прочность твердых тел. Пер. с англ.– М.: Металлургия, 1989. – 86 с.

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ АКУСТИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ ПРИ МЕХАНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ ТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

¹Шарко А.В., ²Степанчиков Д.М.

¹Херсонская государственная морская академия (Украина)

²Херсонский национальный технический университет (Украина)

Актуальность темы. Повышение надежности транспортного оборудования – одна из многоплановых проблем, включающая научно-технические, организационные и экономические аспекты. В организации таких мероприятий ведущая роль принадлежит техническому диагностированию, позволяющему определять техническое состояние оборудования непосредственно в процессе эксплуатации, а также прогнозировать его изменения. Метод акустической эмиссии (АЭ), основанный на регистрации волн напряжений, возникающих в результате формирования, изменения и разрушения структур разных материалов, является на сегодня наиболее перспективным и эффективным средством мониторинга важных элементов транспортного оборудования. Метод АЭ позволяет получать информацию о динамике процессов, происходящих в реальном масштабе времени. С помощью метода АЭ можно измерять уровень напряжений и деформаций материала, обнаруживать развивающиеся дефекты, определять их координаты, определять степень опасности при оценивании технического состояния конструкций [1].

Постановка задачи. Одной из проблем метода АЭ является сложность расшифровки результатов контроля, обусловленная наложением на сигнал АЭ шумов. Обнаружение импульсов АЭ на фоне шумов усложняется тем, что они имеют близкие спектральные характеристики [2]. При использовании явления АЭ для неразрушающего контроля необходимо установить набор параметров АЭ, несущих информацию о различных сторонах контролируемого процесса и выбрать из них наиболее оптимальные.

Результаты исследования. В работе были использованы данные экспериментов по разрывным испытаниям стали СТЗСП, проведенных ранее в лаборатории “Полимерных и композитных материалов в судостроении” Херсонской государственной морской академии. Установлено, что наиболее информативными характеристиками для исследования акустико-эмиссионных эффектов являются амплитудно-временное и частотное распределение (рис.1), общее число импульсов и интенсивность АЭ (рис.2).

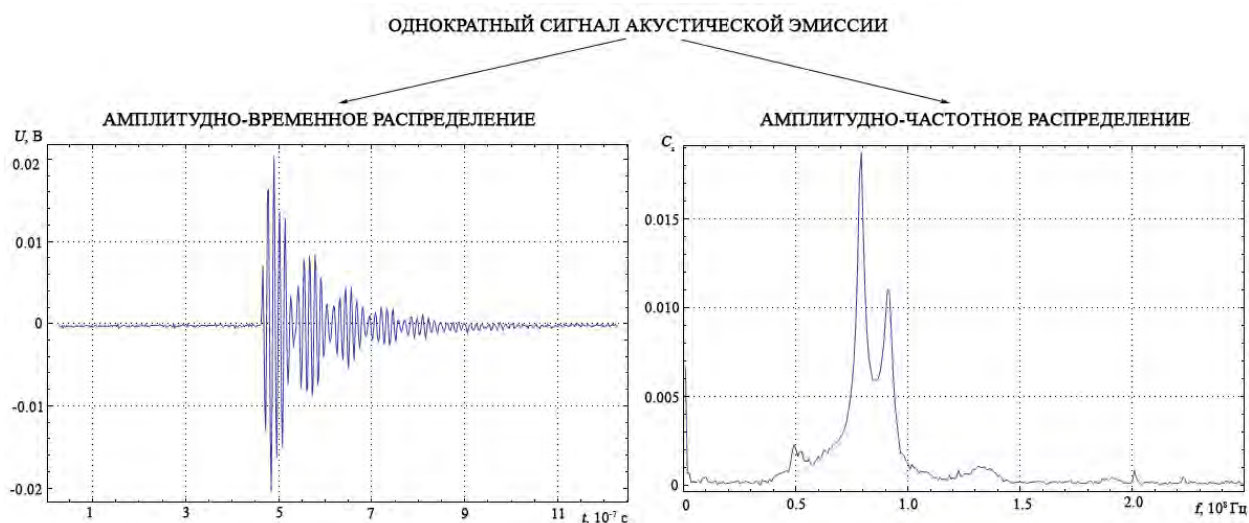


Рисунок 1. Пример обработки однократного сигнала АЭ.

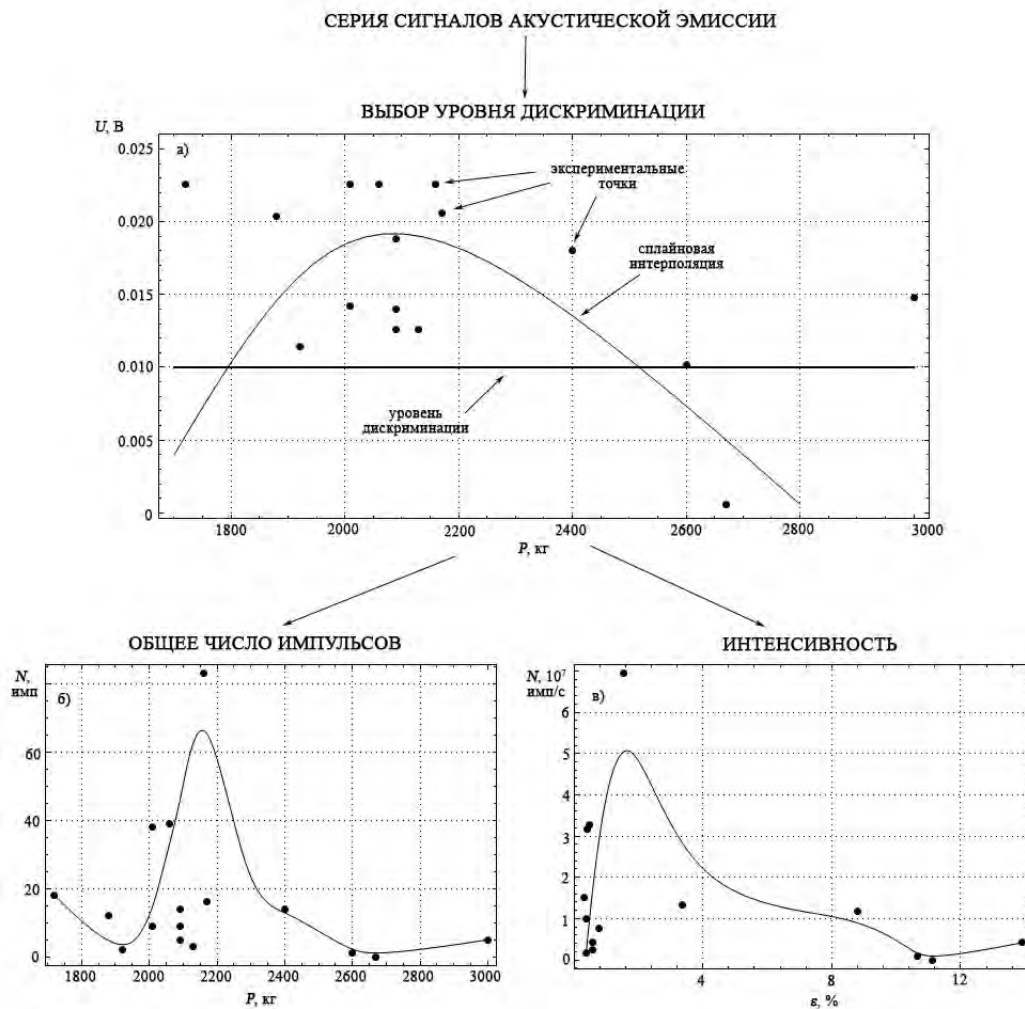


Рисунок 2. Пример обработки серии сигналов АЭ: а) распределение максимальных амплитуд в зависимости от нагрузки, б) количество превышений над уровнем дискриминации в зависимости от нагрузки, в) интенсивность в зависимости от относительного удлинения.

При обработке экспериментальных данных использовалась система компьютерной математики Mathematica 9.0 и алгоритмы работы с массивами числовых данных: нахождение максимальных (минимальных) элементов массива, сортировка данных массива по признаку, объединение данных, сплайновая интерполяция и т.п.

Выводы. Статистическая обработка сигналов АЭ предполагает следующие этапы:

- построение амплитудно-временных и амплитудно-частотных распределений;
- оценка максимальных амплитуд сигналов и выбор уровня дискриминации;
- определение количества превышений над уровнем дискриминации в зависимости от нагрузки, удлинения, относительного удлинения;
- расчет интенсивности АЭ в зависимости от нагрузки и относительного удлинения;
- сравнение полученных зависимостей с диаграммой механического напряжения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Марасанов В.В., Шарко А.О. Статистична обробка сигналів акустичної емісії // Вісник національного університету «Львівська політехніка» серія Інформаційні системи та мережі 2016 – №854 – С.98-107.

2. Marasanov V., Sharko A. Mathematical Models of Interrelation of Characteristics of the Developing Defects with Parameters of Acoustic Emission Signals // International Fronter Science Letters. Switzerland – 2016 – V.10 – P.37-44.

АППАРАТУРНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ОБРАБОТКИ СИГНАЛОВ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ

Шарко А.В., Юренин К.Ю.

Херсонская государственная морская академия (Украина)

Одним из резервов повышения эффективности морских судов является совершенствование методов контроля, организации технического обслуживания и ремонта транспортных средств по фактическому состоянию на базе технического диагностирования и прогнозирования его изменений. Среди многочисленных способов технического диагностирования элементов транспорта особое место отводится акустической диагностике в Дефектоскопический информации. Важнейшим преимуществом акустической диагностики является возможность выявления дефектов, развивающихся на очень ранней стадии и прогнозирования их развития к возникновению аварийной ситуации.

Акустическая эмиссия (АЭ) это явление возникновения и распространения упругих колебаний во время деформации напряжённого материала. Количественно АЭ – это критерий целостности материала, который определяется звуковым излучением материала при его нагружении [1-2].

Принцип АЭ контроля заключается в измерении основных параметров сигнала, превышающих пороговый уровень. При этом в компараторной цепи в цифровом виде генерируется выходной импульс. Оценка активности эмиссии заключается в подсчете числа осцилляций импульсов, выданных компаратором. Этот параметр зависит от амплитуды источников сигналов, а так же от акустических и резонансных свойств среды и датчика.

Построение аппаратуры для обнаружения и регистрации АЭ сигналов требует решения ряда технических задач. К ним относятся:

- регистрация АЭ сигналов;
- аналоговая и цифровая обработка электрических сигналов;
- представление и накопление информации;
- идентификация источников и принятие решений;
- выработка оповещения в случае выхода параметров АЭ за границы установленного интервала.

Кроме собственных шумов аппаратура тракта приема и обработки информации может быть подвержена внешним шумам, для уменьшения воздействия которых применяются активные и пассивные методы подавления помех [7,8]. Активные - заключаются в подавлении самого источника шума механического характера, создаваемого самим испытательным оборудованием, механическими и гидравлическими нагружающими устройствами. Это достигается разработкой специальных элементов в контролируемых конструкциях, предназначенных для уменьшения трения в сопрягаемых звеньях, введением прокладок и шумопоглотителей.

Пассивные методы борьбы с шумами и помехами используются с применением следующих приемов:

- амплитудная дискриминация для отсеки шумов путем сравнения пришедших сигналов с некоторым наперед заданным значением.
- частотная фильтрация, заключающаяся в ограничении частоты пропускания усилительного тракта. Ограничение в области низких частот лежит в пределах 20-200 кГц, в области высоких 1,5-2 МГц. Ограничение в области низких частот вызвано необходимостью отсеки шумов механического и испытательного оборудования, а в области высоких - необходимостью отсеки электромагнитных наводок;
- временная селекция, заключающаяся в запирации каналов регистрации сигналов АЭ на время действия помех;

– параметрическая селекция, заключающаяся в отбраковке сигналов с определенными значениями их параметров. Сигналы с большой амплитудой и малой длительностью соответствуют электромагнитным помехам, а сигналы с относительно небольшой амплитудой, но с большой длительностью, характерны для механических шумов. Такие различия позволяют выделить реальные сигналы АЭ, у которых эти параметры занимают промежуточное положение на фоне помех.

Преобразователи акустической эмиссии в комплекте с предусилителями блоком фильтрации полезного сигнала образуют измерительный модуль АЭ, осуществляющий измерение параметров АЭ и передачу данных на интерфейс.

На амплитудно-частотную характеристику чувствительности преобразователя акустической эмиссии оказывает влияние не только материал пьезоэлемента, но и конструктивные особенности корпуса демпфера, способ крепления пьезоэлемента, расположение предусилителя и блоков фильтров, определяющие длину информационного канала.

Широко известна проблема низкого уровня входного сигнала модуля акустической эмиссии, обусловленная низким уровнем выходного сигнала пьезопреобразователя (до 1мВ). При работе пьезоэлектрического датчика необходимо обеспечить режим работы его выхода, близкий к холостому ходу, так как нагрузка на выходе пьезопреобразователя может повлиять на характеристики датчика из-за обратного пьезоэффекта.

Главная задача основного усилителя для датчиков АЭ это согласование зарядового выхода датчика, обладающего высоким сопротивлением с длинной линией и регистрирующим устройством, имеющих значительно меньшее сопротивление. Это выдвигает высокие требования к входному сопротивлению предусилителя и его входной емкости, а так же накладывает ограничения на фильтрацию полезного сигнала и на длину информационных каналов от датчиков до основного усилителя.

Особенностью АЭ контроля является трудность выделения сигнала из помех. Сигналы АЭ малы по амплитуде и выделение помех полезного сигнала затруднительно. Это позволяет сформулировать требования к регистрирующей аппаратуре:

– сигналы АЭ излучаются в широком спектре частот, поэтому полоса пропускания аппаратуры должна быть максимальной при минимуме неравномерности амплитудно-частотной характеристике усилительного и преобразующего тракта;

– рабочий частотный диапазон аппаратуры может изменяться в пределах от 10кГц до 1 МГц. Такой диапазон частот обусловлен тем, что ширина полосы частот, используемая в приемном тракте должна быть таковой, чтобы в ее пределах можно было бы пренебречь неравномерностью спектральной плотности помехи и сигнала;

– высокое входное сопротивление предварительного усилителя повышает уровень собственных шумов в анализируемом акустическом сигнале. Для борьбы с собственными шумами необходима частотная и амплитудная селекция сигналов, а так же тщательное экранирование от электромагнитных наводок. Для снижения уровня собственных шумов предлагается монтаж предусилителя и блока фильтрации выполнять в одном корпусе с пьезоэлементом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Марасанов В.В. Модели обработки данных в системе определения дефектов методом акустической эмиссии / В.В. Марасанов, А.А. Шарко // Проблемы информационных технологий, 2015. - №2(018). - С. 53-56.

2. Pollok A. Acoustic Emission Inspection / Metals Handbook. Ninth Edition ASM International – 1989 – Vol.17 – p.278-294.

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДЕЙСТВУЮЩИХ КОМПЛЕКСОВ СЭУ

Шарко О.В., Чернявская Т.В.

Херсонская государственная морская академия (Украина)

Ухудшение технического состояния необратимый процесс, скорость которого определяется структурой и свойствами материалов, интенсивностью физических и физико-кинетических процессов, условиями эксплуатации. Отказы объекта в период эксплуатации являются следствием ухудшения, со временем, его прочности и функциональных параметров или следствием непредусмотренных нагрузок.

Причинами отказа являются ухудшение прочности параметров, связанные с нарушением технической эксплуатации инструкций и правил проведения технического обслуживания и ремонта.

Для топливной подсистемы характерны следующие неисправности: износ поршневого кольца, поломка кольца, заклинивание кольца, трещины в поршне. Для втулки цилиндра – трещины или негерметичность уплотнения, засорение смазочных пазов или отверстий, загрязнение продувочных окон, кавитация.

Для головки цилиндра – трещины, расстройка клапанного механизма. Для форсунки – коксование сопел, изменение давления срабатывания, эрозия сопла, ухудшение качества смеси. Для турбины – механическое повреждение лопаток посторонними предметами. Для подшипников качения – износ и усталость материала. Для системы компрессор-входной фильтр – загрязнение продуктами сгорания и другими посторонними включениями.

Техническое диагностирование осуществляется путем измерения и контроля количественных значений диагностических признаков. Целям диагностики отвечает контроль по диагностическим параметрам, который наиболее тесно связан с отказом. Одним из важнейших требований, предъявляемым к диагностическим параметрам, является их информативность. При оценке информативности диагностических параметров определяется их чувствительность:

$$E = \left(\frac{D_2 - D_1}{D_1} \right) / \left(\frac{C_2 - C_1}{C_1} \right),$$

где C – структурный параметр,

D – диагностический параметр.

Чем больше реагирует на изменение структурного параметра диагностический параметр, тем выше его чувствительность, тем на ранней стадии можно распознать неисправность.

Из всего разнообразия средств диагностирования находят применение аппаратные средства. Для своевременного обнаружения дефектов, когда устранение повреждений не связано с большими работами, производят периодические плановые осмотры механизмов устройств и систем. Периодичность таких осмотров устанавливается специальными графиками, разработанными на основании изучения надежности деталей механизмов и закономерности их износа.

По мере появления новых данных строки между осмотрами изменяются. Слишком поздний осмотр приведет к тому, что износы и зазоры превысят допустимые величины, что вызовет интенсивный износ и последующую замену деталей. Преждевременная разборка приводит к разрушению состояния приработавшихся поверхностей и становится причиной возникновения повышенного износа.

**СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО ЕКСПЛУАТАЦІЇ, РЕМОНТУ,
МОНТАЖУ ТА МОДЕЛЮВАННЯ У ТЕХНІЦІ**

OILY WATER SEPARATOR SYSTEMS: PRACTICAL ADVICE

Akimov O.V.

Kherson State Maritime Academy (Ukraine)

Magic Pipes, 15 PPM alarms, crew familiarization, improper entries in the oil record book, oil record book not maintained: these are all terms used by various Port State Control (PSC) officers worldwide when referencing the oily water separator. When PSC so decides, it also has the option of making one of these an ISM deficiency, adding another black mark against a vessel. Nevertheless, even with such an important piece of equipment and the records documenting its proper use, both are often neglected. Avoiding the pitfalls associated with this mandatory equipment is an important skill to learn, even in the case of the sharpest, most dedicated engineer.

The origin of the requirement for an oily water separator system comes from the International Conference on Pollution of the Sea by Oil, written on May 12, 1954. Article III of the convention lays out the groundwork for the discharge of oily waste from a vessel. The standards of the 1954 conference have evolved significantly over time, eventually becoming the more stringent standards of today. For example, in 1954, the standard discharge from a vessel could be no more than 100 parts per million. Today's standard is just 15 ppm. The convention also heralded the first time that the use of an oil record book had been required. The original conference was a U.K. requirement and laid the foundations of MARPOL Annex I. This U.K. conference was one of the foundations of our current oil pollution prevention standards. For the purposes of this primer, 50 engineers of various ratings – from QMED to chief engineer – the engineering departments of two maritime universities, as well as an oily water separator OEM were all surveyed. Virtually all of the engineers surveyed stated that the only training received on board was familiarization training from their relief or the chief engineer, with only a few receiving training at their national maritime university. Out of 50 engineers surveyed, 58 percent of them believe that more extensive training is necessary. The other 42 percent are satisfied with the traditional model of on board training and familiarization given by the chief engineer. The engineers wishing for more training requested better OEM-generated manuals, DVDs and/or flash drives. Some engineers would like to see a manufacturer representative on board to conduct instruction in the use of the OWS, as well as further instruction in to the requirements of MARPOL Annex I.

In looking at the Paris and Tokyo MOUs, only about two percent of the deficiencies noted by Port State Control had anything to do with MARPOL Annex I in the years 2013 and 2014. That said; of all the Port State Control Form Bs reviewed, nearly all involved non-functioning, malfunctioning, or bypassed Oily Water Separators, which resulted in a detention.

While it is possible to receive a dispensation for repairs from the flag state, that's not always the case, and a vessel detained awaiting parts and repair can cost valuable time and money. Additionally, these types of detentions can trigger the Flag State or Recognized Organization to require an Intermediate ISM audit. That's because an infraction into vessel pollution is almost inevitably considered a safety management deficiency as well. The devil is in the details, but when it comes to Coast Guard, PSC, and/or accident inspections, one thread becomes very clear: the oil record book is the gateway into determining if the oily water separator is actually used, and if it is used, is it used appropriately. MEPC.1/Circ 736/REV.2 provides instructions and examples in to the proper entry requirements of the oil record book.

Addressing this situation head on, the 58 percent of engineers who wish to see change would like to see the equipment manuals on board with colored picture diagrams, as well as have the units labeled and color coded to ensure that each part of the system can be easily identified. Adjustments such as these are easy enough to implement at very little cost to the vessel owner or manager. The remainder of the engineers expressed a desire for more detailed training provided at either the university or the company level. Not to sound like a disgruntled deckie, but if we were to look at what the requirements that are under Table A/II-1 and Table A/II-2, ECDIS is a standalone requirement going so far as to require deck officers to have the training in the type specific units that are on board the vessel. The IMO believes that type specific and generic training, working in conjunction with each other, is necessary to reduce the amount of casualties that can be caused by the over reliance on ECDIS. Having sailed on a number of vessels with ECDIS, prior to the carriage requirement, the only way to learn the system prior to these requirements was to read the manual and hope that your relief left decent turnover notes. In my experience this often left to conflicting use of the system by the various officers of the watch who may have been shown the usage of the system differently.

Looking at OWS systems as critical equipment – like GMDSS, or ECDIS, for example – then it would follow that at the very minimum there should be a generic training covering the basic

science such as the physics and principles behind the operation of the OWS system. Another overlooked aspect of this issue involves such variables such as the types of oils, lubricants, detergents – which vary greatly from vessel to vessel and port to port – and their collective impact on the hardware. Engineers not equipped with the knowledge of how this plays a factor in operations will have a difficult time operating the same equipment with competence, or in compliance.

As we progress with technological advances, toward more unmanned machinery and autonomous operations, greater burden will be placed on those left on board to run this critical equipment. If more than half of the engineers surveyed believe that we should be doing more in regards to training, then perhaps it is time to listen to them.

10 Oily Water Separator (OWS) Maintenance Tips Every Ship Engineer Must Know

Every engineer on ship knows the importance of oily water separator (OWS) and must have heard stories of legal actions taken against seafarers who tried to fiddle or bypass the automation system of the OWS.

The most common cause of people tempering with oily water separator is deterioration of performance of the system.

Apart from the filter getting clogged due to continuous usage, there can be many other reasons for the lack of performance.

A few critical points, which are often ignored and less commonly known to engineers operating oily water separator on daily basis, are discussed in this article to ensure efficient performance of oily water separator (coalesce filter type) used onboard ships:

1. Oil In Bilge: The separator is suitable for separating small quantity of oil in bilge and not the other way round. If there is a mixture consisting of small quantity of water in oil, better not to pass it through the OWS and directly transfer it to waste oil tank for sludge disposal to shore or for incineration.

2. Keep Viscosity in Limit: Highly viscous oil if supplied for oily water separation will clog the filter. It is important to keep the viscosity of the oil within 1000 mm²/s.

3. Discharge Outside Separator: Never discharge or drain water oil mixture from the separator abruptly out of OWS as it will lead to the separated oil adhere to coalescers, making it inoperative. Ensure to discharge the collected separated oil outside the separator and clean the internals of the OWS by supplying water.

4. Install Dust Filter: While using OWS for discharging bilge mixture containing dust and sand (a coarse grained entity), it will be difficult for the coalescer filter to pass dust and sand due to their sizes. This will reduce the operating hours of the filter and in-turn the efficiency of the OWS. The ideal service life of the filter normally ranges from 1-2 year depending upon the manufacturing process, considering daily operation of one hour. It is advisable to install a dust filter in the inlet line of the OWS to avoid this trouble.

5. Exchanging Probe for Fault Finding: for In most of the 15ppm OWS models, the oil level detecting probe and transmitting convertor in the 1st and 2nd stage chamber are identical. In the event of trouble, exchange these with each other, between the chambers, as this will help in finding out the source of trouble quickly.

6. Keep Check On Heating Device: If a heating device is provided, ensure it is ON when OWS is in operation and switched OFF before OWS is stopped. In case when the OWS is run for a long time, keep a track on the heater for overheating of coils. If the separator is overheated to high extent, there may be some production of inflammable gases inside.

7. Protect Internal Coating: The OWS internals are applied with tar epoxy coating, which is inflammable. Avoid bringing fire near to it or perform welding over the surface or body as the heat generated will damage the coating, making OWS susceptible to corrosion

8. Check Water Level: Ensure that the separator is initially filled with sea water before bilge mixture is supplied to it. This is to increase the life of filters and also to maintain the operational efficiency of the separator

9. Prevent Leakage: Ensure the means provided to avoid leaking or flowing out of water due to siphon effect. Failure to do so will allow oil to flow in the secondary chamber highly affecting the treatment capability of the machine and clogging the 2nd stage filters

10. Check Effluent: Frequent checks on effluent to be done to assess the performance of the separator. If the effluent is found contaminated, immediately stop the separator and take preventive actions

The operator of OWS should be thorough about the system, design, piping arrangement and of course the operating procedure of oily water separator. Out of all the machinery systems, OWS is kept at high priority due to stringent rules and regulations attached to it for ensuring environmental compliance. Hence it is important for the ship staff to maintain this machine in best of its shape.

ПОШУК ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ШЕСТЕРІНЧАСТИХ НАСОСІВ

Бабій М.В.

Херсонська державна морська академія (Україна)

Вимоги, що пред'являються до насосів гідравлічних систем, зводяться до забезпечення заданого тиску та продуктивності при мінімальній вазі та габаритах, максимального ККД, мінімальній трудомісткості виготовлення, простоті обслуговування, надійності роботи в експлуатаційних умовах, великого ресурсу роботи.

Найбільше всього цим вимогам відповідають шестерінчасті насоси, що мають безперечні переваги у порівнянні з іншими типами насосів по своїй експлуатаційній надійності, великому ресурсу роботи, простоті обслуговування, конструкції, масовим характеристикам, дешевизні та компактності. Завдяки цим перевагам шестерінчасті насоси знайшли широке застосування у багатьох галузях виробництва.

Одним із недоліків шестерінчастих насосів є коливання тиску перекачуваної рідини, які є наслідком пульсації потоку рідини, що викликають вібрації вузлів насоса та ведуть до підвищення шумоутворення.

Для зниження пульсацій тиску та подачі робочої рідини приймають міри по усуненню запирання робочої рідини шляхом заміни прямозубого зачеплення на косозубе з підбором раціональних параметрів зубчастого зачеплення.

Так, наприклад, відомою є конструкція насоса SILENCE PLUS фірми Bosch Rexroth головною особливістю якого є неевольвентний округлений профіль зуба в комбінації з косозубим зачепленням (рис. 1), що сприяє постійному контакту зубів. Завдяки постійному контакту зубів робоча рідина перекачується майже без пульсацій (рис. 2) та майже безшумно, оскільки не виникає шум внаслідок запертого об'єму рідини між бічними поверхнями зубів.

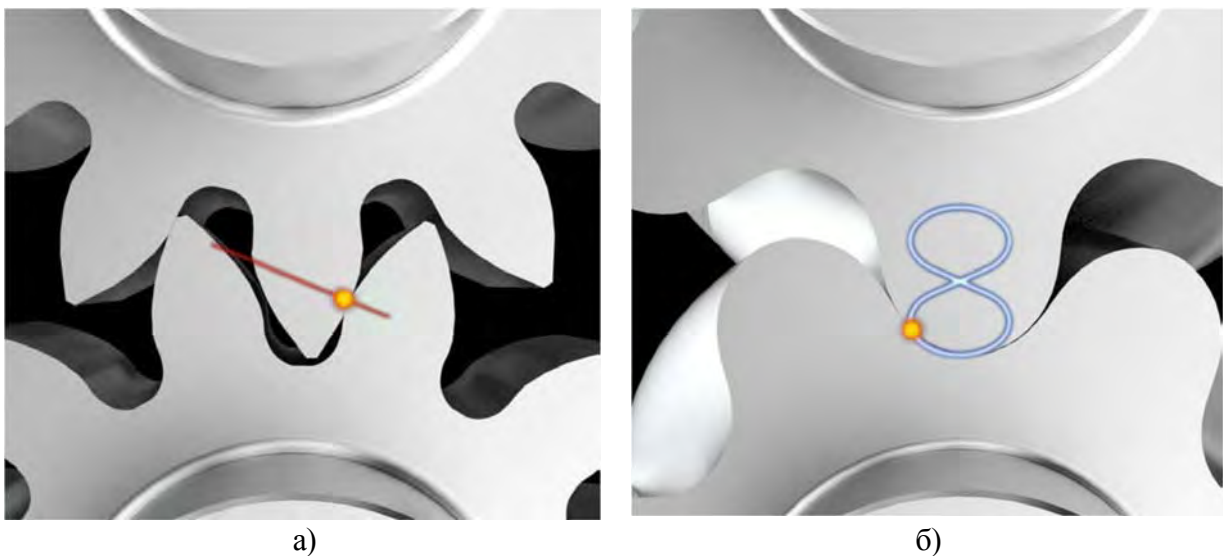


Рисунок 1. Загальний вид зубчастого зачеплення шестерінчастого насоса:
а – прямозубе виконання; б – SILENCE PLUS

Однак на ряду з перевагами косозубого зачеплення, що характеризується більшою навантажувальною можливістю, більшою міцністю по контактним та вигинальним напруженням у порівнянні з прямозубим, більшою тривалістю зачеплення та плавністю роботи, що зменшує шум та вібрації та сприяє зниженню нерівномірності розподілу навантаження по довжині лінії контакту зуба, їх недоліками є наявність осьових сил, що негативно впливають на підшипникові вузли (рис. 3).



Рисунок 2. Нерівномірність подачі робочої рідини

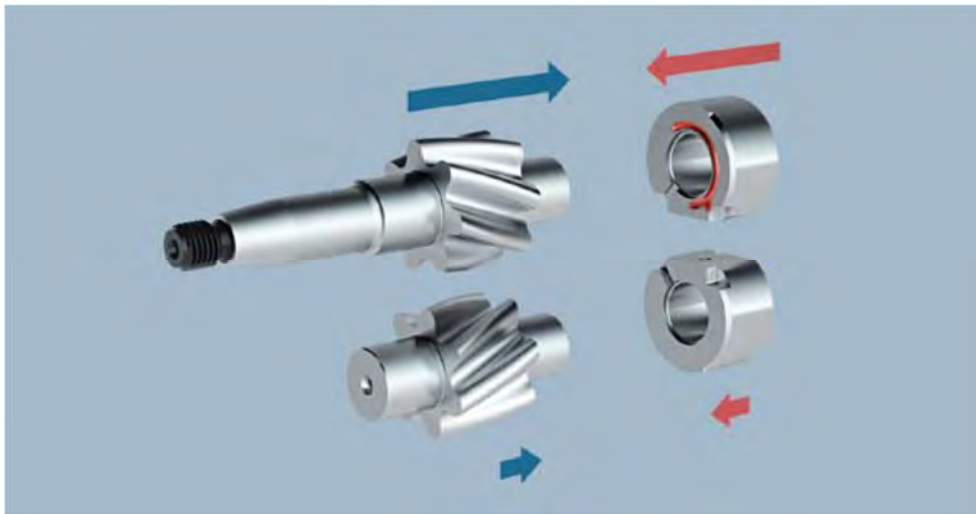
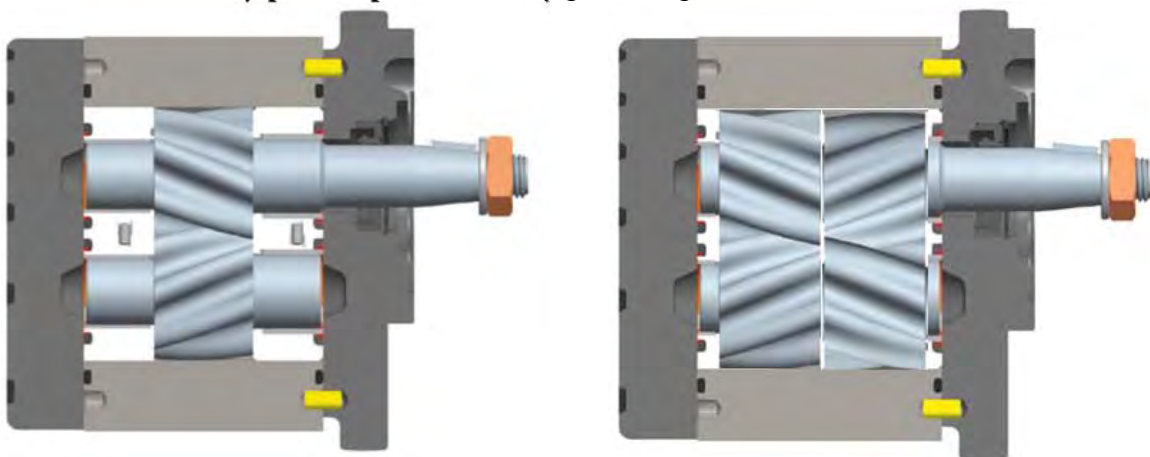


Рисунок 3. Вплив осьової сили на підшипникові вузли

Для компенсації дії осьової сили на підшипникові вузли пропонується врахувати при проектуванні насоса можливість установки додаткової пари зубчастих коліс із протилежною дією осьової сили (рис. 4), або застосування шевронної зубчастої пари, яка забезпечить ще більшу рівномірність подачу робочої рідини.



а) б)
Рисунок 4. Загальний вид шестерінчастого насоса:
а) базовий варіант; б) пропонуванний варіант

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ВІДНОВЛЕННЯ ПОВЕРХОНЬ КУЗОВА З ДЕФОРМАЦІЄЮ БЕЗ ПОШКОДЖЕННЯ ЛАКОФАРБОВИХ МАТЕРІАЛІВ

Богатчук І.М., Коцелко В.І.

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу (Україна)

Вступ. Для відновлення дефектів поверхонь кузова з деформацією типу: точкові (локальні) вм'ятини, які мають сферичну форму, усувають різними методами з використанням існуючих способів рихтування. Найбільше використовують: холодне та гаряче рихтування, усунення вм'ятин з використанням тимчасових зачепів; магнітно-імпульсне притягання з використанням індукції, яка сприяє покращенню процесу витягуванню вм'ятин [1-3].

Актуальність теми. Кузов і кузовні роботи найбільш дорогі. В багатьох випадках метал не піддається вирівнюванню (повертається в своє попереднє положення), витягнутий метал здувається відносно своєї вихідної поверхні, в деяких випадках необхідне розбирання і фарбування кузова, велика тривалість операції та їх трудомісткість.

Постановка задачі. Основною задачею є: вивчення існуючої технології усунення точкових вм'ятин, методом поєднання індукційного нагріву і магнітно-імпульсного деформування металу поверхні кузова, шляхом створення додаткових фізико-механічних дій на зону дефекту.

Основна частина. В публікаціях [1-3], описані підходи з ремонту невеликих вм'ятин за допомогою ефекту індукційного нагрівання та магнітно-імпульсного витягування вм'ятини. Для найбільшої концентрації електродинамічних зусиль в центрі робочої зони інструменту, розробники запропонували робочу зону виконуваних конічним профілем.

Розглядувані інструменти, пристрої, технології, методи та способи усунення вм'ятин можна підсилити використанням багатьох фізичних ефектів, які б покращували процеси рихтування. Наприклад: можна використати вібрацію, яка позитивно діє на пластичну деформацію сталей, особливо при розігрітому металі.

З метою створення додаткових дій на зону дефекту при рихтуванні пропонуємо: в зоні витягування вм'ятини створити вібрацію[4], яка по ідеї дозволить збудити в зоні витягування додаткові фізичні дії. Як стверджується в [4], вібрація повинна би полегшити і покращити процес витягування вм'ятини. Однак, запропоноване потребує підтвердження дослідженнями.

Висновок. Вищерозглянуте підтверджує важливість і перспективу в теоретичних, експериментальних, промислових дослідженнях, які б покращили якість виконуваних робіт при рихтуванні кузова. Використання відомих фізичних ефектів впливу на метали дозволить розробникам удосконалити існуючі інструменти і технології рихтування кузовів автомобіля.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гнатов А.В. Сучасні технології зовнішнього магнітно-імпульсного кузовного ремонту автомобілів / Гнатов А.В., Аргун Щ.В. // «Вісник Вінницького політехнічного інституту». - 2015. - № 4. - с. 103-105.
2. Щиголева С.А. Сравнительный анализ экспериментальных и теоретических результатов исследований для возбуждаемых полей и токов в индукторной системе с коническим отверстием / Щиголева С.А. // «Вестник ХНАДУ». - 2012. - №56. – с. 61-65.
3. Щиголева С.А. Притяжение тонкостенных металлических листов магнитным полем одновиткового индуктора / Батыгин Ю.В., Гнатов А.В., Щиголева С.А. // Электричество. - 2011. - № 4. - с. 55-62.
4. <http://www.inmetal.ru/170-vibracionnaya-obrabotka-metallov-davleniem.html>.

ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ ХОЛОДУ В ПРОЦЕСІ РЕГАЗИФІКАЦІЇ СПГ

Бондаренко М.С., Гоцуляк М.О.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (Україна)

Світова тенденція щодо використання екологічно чистого палива є рушійною силою в нарощуванні обсягів видобування природного газу та його використання країнами-імпортерами за тисячі кілометрів. Транспортування природного газу здійснюється зазвичай або трубопроводом, або перевезенням скрапленого природного газу (СПГ) метановозами (СПГ-танкерами). На сьогоднішній день ринок країн-експортерів та країн-імпортерів вже сформувався (рис. 1), проте можливі варіанти, пов'язані з політичними, технологічними, науково-дослідницькими та іншими чинниками [1].

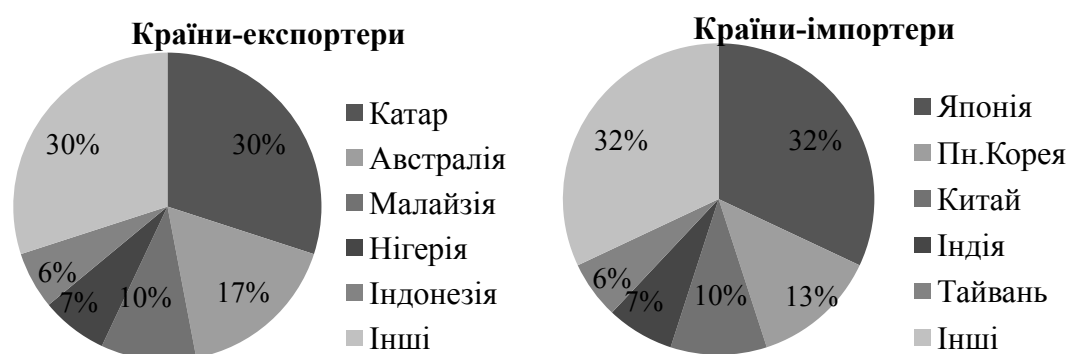


Рисунок 1. Поділ світового ринку СПГ між країнами

Більше 40% газу в світі [2] доставляється в скрапленому стані (табл.).

Таблиця. Обсяги продажу природного газу в світі 2012-2016 рр.*

Рік	Річні обсяги продажу природного газу, млрд. м ³	
	Трубопровідний	СПГ
2012	696,6	324,2
2013	707,5	325,3
2014	677,1	332,3
2015	709,0	325,5
2016	737,5	346,6

Для повернення СПГ в газоподібний стан потрібно підвести певну кількість енергії, що впливає на ринкову вартість палива. Тому актуальним є питання складу комплексу регазифікації (КР) приймального LNG-терміналу з урахуванням географічного місця розташування, завантаженості протягом року, складу енергетичного обладнання, тощо. У світі існує близько 140 приймальних LNG-терміналів, розміщених на суші, проте кожен проект є індивідуальним [1]. Важливим етапом при проектуванні КР є економічність роботи терміналу, основною складовою якої є експлуатаційні витрати на об'єм газу, що відпускається. Зменшення витрат можливе за рахунок використання енергії холоду СПГ (низькотемпературного енергетичного потенціалу), розширення газу в процесі регазифікації або спалювання випарів СПГ, або використання тепла морської води, як джерела енергії.

СПГ на приймальному LNG-терміналі зберігається при температурі мінус 160 °С та тиску 0,15 МПа, параметри газу на вході в газотранспортну систему (ГТС) прийняті: тиск 5 МПа та температура –30 °С. Низькотемпературний енергетичний потенціал СПГ можливо використати максимально застосувавши цикл Ренкіна [3] або цикл Стірлінга [4].

Проте існують термодинамічні обмеження, пов'язані з високими температурами замерзання робочих речовин.

На рис. 2 схематично представлено трикаскадний утилізаційний контур, в якому використаний цикл Ренкіна. Перший контур паровий, споживає частину регазифікованого природного газу в якості джерела теплової енергії, одночасно генерує електричну енергію, а теплота відпрацьованого в турбіні робочого тіла випаровує етан, що циркулює в другому контурі. В свою чергу етан як речовина з температурою замерзання меншою за воду виступає випарником метану третього контуру. Останній в свою чергу підігрівляє та випаровує СПГ, що подається до газотранспортної системи.

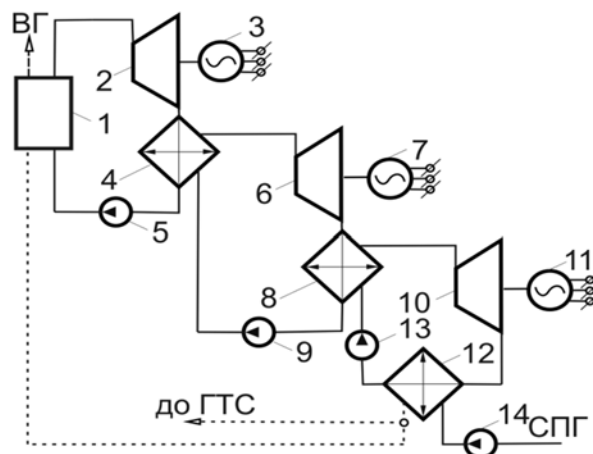


Рисунок 2. Принципова схема регазифікації СПГ в циклі Ренкіна:

ВГ – відхідні газы; ГТС – газотранспортна система; 1 – котел; 2,6,10 – парова турбіна, етановий і метановий турбодетандери відповідно; 4,8,12 – теплообмінники-охолоджувачі парового, етанового та метанового робочих контурів відповідно; 3,7,11 – електрогенератори робочих контурів; 5,9,13 – насоси робочих середовищ у відповідних контурах; 14 – насос СПГ

На рис. 3 представлена схема регазифікації СПГ, що здійснюється в утилізаційному контурі установки при відведенні тепла від робочого тіла, який циркулює в двигуні з зовнішнім підведенням тепла (цикл Стірлінга), ефективна потужність якого використовується для приводу генератора електричного струму. Робочим тілом в циклі Стірлінга обрано гелій, що має низьку температуру замерзання, джерелом теплової енергії – морську воду.

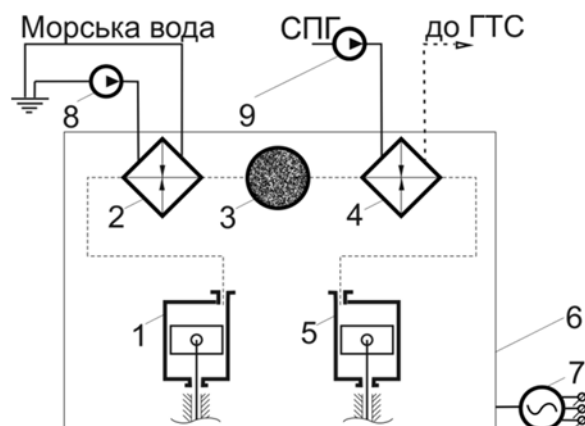


Рисунок 3. Принципова схема регазифікації СПГ в циклі Стірлінга:

1,5 – циліндри розширення та стиснення відповідно; 2,4 – теплообмінники підігрівача та охолоджувача відповідно; 3 – регенератор; 6 – утилізаційний комплекс (УК); 7 – електрогенератор УК; 8,9 – насоси відповідно морської води та СПГ

За результатами термодинамічних розрахунків утилізаційних схем на номінальному режимі роботи приймального *LNG*–терміналу ефективність використання двигуна з зовнішнім підведенням тепла, що працює за циклом Стірлінга на 10% більша від роботи трикаскадного циклу Ренкіна. Щодо гнучкості регулювання регазифікаційних потужностей досить складним є контроль параметрів робочих середовищ та обслуговуючих систем при використанні декількох контурів з замкнутими циклами. Проте генерування електричної енергії в обсязі понад 10 МВт дозволяє значно зменшити експлуатаційні витрати та навіть виступити постачальником електроенергії на антимонопольному ринку енергетики.

ЛІТЕРАТУРА

1. IGU World LNG Report [Electronic resourc].– 2017. – Access mode: https://www.igu.org/sites/default/files/103419-World_IGU_Report_no%20crops.pdf (last access: 5.04.17). – Title from the screen.
2. BP Statistical Review of World Energy June 2017 [Electronic resource]. – 2017. – Access mode: <https://www.bp.com/content/dam/bp/en/corporate/pdf/energy-economics/statistical-review-2017/bp-statistical-review-of-world-energy-2017-full-report.pdf> (last access: 13.06.17). – Title from the screen.
3. Пат. 95425 Україна, МПК51F01K23/04. Спосіб та установка для отримання енергії та регазифікації зрідженого природного газу /І.М. Віршубський, М.Б. Кукояшний, Ю.М. Тарасенко. – № 201012482; заявл. 22.10.2010; опублік. 25.07.2011, Бюл. № 14.
4. Пат. 93473 Україна, МПК51F25B9/06. Спосіб утилізації холоду зрідженого природного газу при його регазифікації з виробленням електроенергії /М.С. Бондаренко, М.О. Чеплюха; власник Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – № 201313911; заявл. 29.11.2013; опублік. 10.10.2014, Бюл. № 19.

ВИЗНАЧЕННЯ СТАНУ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ ГТУ У ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Горбов В.М., Соломонюк Д.М.

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова (Україна)

Вступ. Теплообмінні апарати є невід'ємною складовою газотурбінних установок (ГТУ), від параметрів яких істотно залежать ККД та потужність установки і надійність її роботи.

Актуальність досліджень. Питання зміни основних параметрів ГТУ в залежності від режиму роботи двигуна, зовнішніх умов та стану теплообмінного обладнання постає вже на ранніх стадіях проектування установки і є одним з основних при експериментальному дослідженні, пуско-налагоджувальних роботах та експлуатації ГТУ. Велике значення воно має при проведенні здавальних випробувань ГТУ, які, як правило, проводяться на часткових режимах роботи, тому їх результати потребують перерахунку на номінальний режим, для чого потрібно за параметрами часткового режиму визначити параметри теплообмінного обладнання на номінальному режимі. Особливо ці задачі є актуальними для регенеративних ГТУ, на параметри яких суттєво впливають теплообмінники-регенератори. Погіршення характеристик цих теплообмінників або їх пошкодження може привести до зниження ККД ГТУ на 6–10%, а потужності на 50%.

Таким чином, актуальними задачами є розробка способів визначення параметрів теплообмінного обладнання ГТУ на часткових навантаженнях за параметрами номінального режиму (і навпаки) і аналізу стану теплообмінника параметрами, за отриманими під час експлуатації.

Постановка задачі. Для визначення параметрів регенератора ГТУ на номінальному або частковому режимі у спеціалізованій літературі рекомендується виконувати детальні перевірочні розрахунки теплообмінника [1] або використовувати спрощені залежності [2–4], які пов'язують ефективність (ε) регенератора та відносні втрати тисків гарячого (δP_r) і холодного (δP_x) теплоносіїв з їх параметрами: витратою (G), тиском (P) та температурою (T). Вказані залежності мають обмежене застосування, оскільки описують випадки співвісної та поперечної схем течії газу и повітря, отримані для трубчатих теплообмінників і непридатні для пластинчастих і не дають можливості проаналізувати вплив на параметри регенератора зміни співвідношення витрат повітря та газу, втрати теплоносіїв, перетікання частки теплоносіїв повз поверхню теплообміну, зміни площі теплообмінної поверхні внаслідок пошкодження.

Результати досліджень. У [5] авторами отримані залежності, що виражають параметри теплообмінника через його геометрію та параметри теплоносіїв, які в загальному випадку можна записати у вигляді:

$$\varepsilon = f(W_{\min}; \bar{W}; C_{1x}; C_{1r}), \quad \delta P_r = f(G; T_{\text{ср}} / P_{\text{вх}}^2; C_2)_r, \quad \delta P_x = f(G; T_{\text{ср}} / P_{\text{вх}}^2; C_2)_x, \quad (1)$$

де $\bar{W} = W_{\min} / W_{\max}$, W_{\min} , W_{\max} – мінімальний і максимальний із водяних еквівалентів теплоносіїв ($W_x = G_x c_{px}$ і $W_r = G_r c_{pr}$), c_p – питома масова ізобарна теплоємність, C_1 і C_2 – коефіцієнти, що залежать від геометрії теплообмінної матриці. Індeksi "x" і "r" відносяться до холодного і гарячого теплоносія відповідно.

Для полегшення аналізу стану теплообмінника у процесі експлуатації вказані залежності зручно представити у графічному вигляді (рис. 1), і додатково нанести на них лінії, які показують зміну параметрів теплообмінника в залежності від потужності ГТУ та температури зовнішнього повітря, які є основними параметрами, що характеризують режим її роботи (рис. 1, поз. 2). Отримав у процесі експлуатації нові значення параметрів теплообмінника і відмітив їх на даних графіках можна визначити величину розбіжності між проектними та фактичними параметрами теплообмінника, встановити їх можливу причину і зробити припущення щодо значень параметрів теплообмінника на інших режимах.

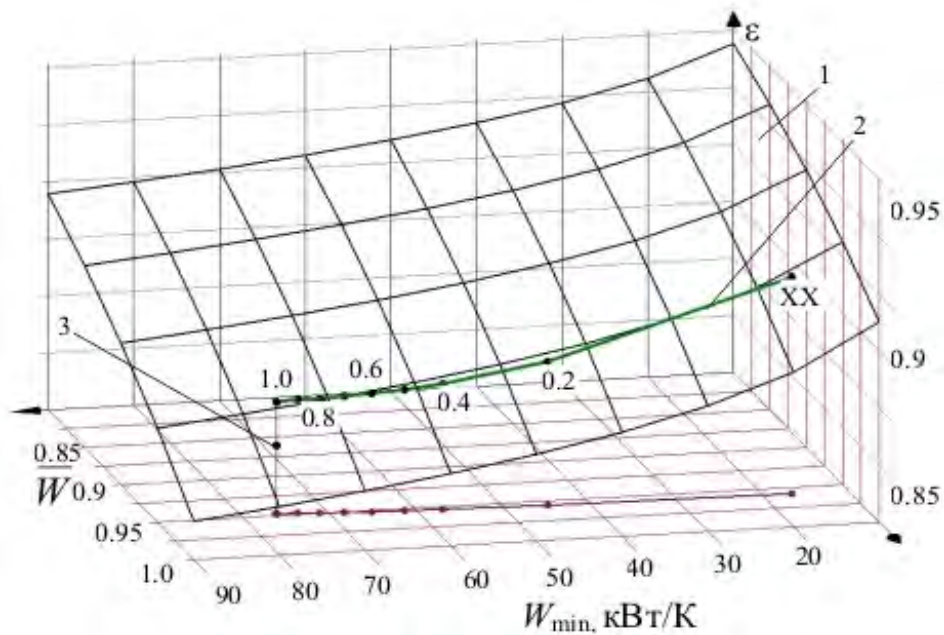


Рисунок 1. Залежність ефективності гладкотрубного змійовикового регенератора від параметрів теплоносіїв і режиму роботи ГТУ:
 1 – проектна характеристика регенератора; 2 – зміна параметрів регенератора від відносної потужності ГТУ при температурі зовнішнього повітря 15°C; 3 – параметри регенератора, отримані в експлуатації при пошкодженні поверхні теплообміну

На прикладі регенератора для ГТУ проекту ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" [6] проведено аналіз впливу режимів роботи ГТУ, умов експлуатації, стану теплообмінної поверхні на параметри регенератора і установки. Наприклад, при пошкодженні поверхні теплообміну і розгерметизації теплообмінника буде спостерігатись одночасне зниження ефективності і втрат тиску по холодній стороні внаслідок втрат теплоносія, що можна визначити за відхиленням параметрів регенератора, отриманих під час роботи, від проектних значень (поз. 3 на рис. 1).

Висновки. Запропонований спосіб дозволяє більш глибоко провести аналіз впливу різних факторів на роботу теплообмінного обладнання ГТУ і визначити його стан у процесі експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Справочник по теплообменным аппаратам [Текст] / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М.Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 365 с.
2. Сударев А. В. Рекуперативные подогреватели для ГПА компрессорных станций: опыт России [Текст] / А. В. Сударев // Промышленная теплотехника. – Т.31. – № 4. – С. 34–43.
3. Арсеньев Л.В. Стационарные газотурбинные установки [Текст]/ Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов и др. // Машиностроение, Ленингр. отд-ние. – Ленинград, 1989. – 543 с.
4. Ольховский Г.Г. Тепловые испытания стационарных газотурбинных установок/ Г.Г. Ольховский – М.: Энергия, 1971. – 408 с.
5. Gorbov, V. Decreasing the mass indices of gas turbine engines regenerators by means of choosing rational parameters [Текст] / V. Gorbov, D. Solomonuk // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – №6/8(84) – 2016 – с. 12 – 23.
6. Спицын В.Е. Высокоэффективная газотурбинная установка для ГПА [Текст] / В.Е. Спицын, А.Л. Боцула, Д.Н. Соломонюк, В.Н. Чобенко // Вестник национального технического университета "ХПИ". – 2008. – №34. – С.3-6.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ХАРАКТЕРИСТИК РІЗНИХ СХЕМ ТЕПЛОУТИЛІЗАЦІЙНИХ КОНТУРІВ І КОНСТРУКЦІЙ УТИЛІЗАЦІЙНИХ КОТЛІВ

Горячкін В.Ю., Корнієнко В.С.

Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (Україна)

Вступ. Системи утилізації вторинних енергоресурсів дають можливість додатково підвищити економічність суднових енергетичних установок (СЕУ). Отримання додаткової енергії за рахунок утилізації теплоти вторинних енергетичних ресурсів дозволяє економити паливо, що витрачається на СЕУ, що автоматично веде до зменшення питомих викидів шкідливих речовин в атмосферу, сприяє задоволенню більш жорстких норм ІМО, регламентуючих межі цих викидів.

Як показали проведені експериментальні дослідження при спалюванні водопаливних емульсій (ВПЕ) швидкість низькотемпературної корозії при t_{cm} нижче 120...130 °С (аж до 70 °С) суттєво знижується (до допустимих значень $\sim 0,25$ мм/рік при $\tau = 1000$ годин), тому з'являється можливість встановлювати конденсаційні поверхні в УК і допоміжних котлах, і значно підвищити глибину утилізації теплоти газів. Використання ВПЕ забезпечує безперервну акустичну очистку поверхонь нагрівання, що призводить до зменшення коефіцієнтів забруднення ε_3 і підвищення коефіцієнтів теплопередачі k_3 в 1,6 рази.

На основі проведених експериментальних і розрахункових досліджень встановлено, що для сухих поверхонь нагрівання коефіцієнти забруднення ε_3 при t_{cm} більше 130 °С при спалюванні ВПЕ на основі мазутів з $W^r = 30$ % при $\tau = 1000$ годин в $\sim 2,5$ рази нижче ніж при спалюванні мазутів з $W^r = 2$ %, що дає можливість здійснювати очистки поверхонь навіть з періодичністю до 3000 годин.

Для конденсаційних поверхонь нагрівання коефіцієнти забруднення ε_3 при спалюванні ВПЕ з $W^r = 30$ % вищі в порівнянні з сухими поверхнями. Тому на основі розрахунків рекомендується для одержання високих значень коефіцієнта теплопередачі k_3 , коефіцієнта теплової ефективності для конденсаційних поверхонь зменшити періодичність між очищеннями до 8 годин. Тоді використання конденсаційних поверхонь стає ефективною з точки зору зменшення масогабаритних показників котлів при одночасному забезпеченні більшої глибини утилізації теплоти ДВЗ.

Постановка задачі. З метою порівняння конструктивних і теплотехнічних характеристик різних схем теплоутилізаційних контурів (ТУК) і конструкцій утилізаційних котлів (УК) за допомогою ЕОМ на основі останніх літературних даних були виконані теплові конструктивні розрахунки УК 2-х і 3-х тисків з установкою пакетів поверхонь нагріву з багаторазовою примусовою циркуляцією (БПЦ) і конденсаційної поверхні нагріву для системи гарячого водопостачання (ГВП) з підігрівом живильної води до УК до рівня 120 °С в підігрівачах води, що встановлюються в охолоджувачі наддувного повітря (ОНП), (це забезпечує захист поверхонь нагріву УК від низькотемпературної корозії) і при температурі води на вході в секцію ГВП на рівні 70 °С, що стало можливим зі зменшенням інтенсивності низькотемпературної корозії при спалюванні ВПЕ.

В зв'язку з сучасними досягненнями в області хімічної обробки води котлів необхідно звернути увагу на використання прямоточних котлів в СЕУ. На думку спеціального конструкторського бюро суднових котлів створення надійного прямоточного котла є інженерним завданням, що не вимагає для свого вирішення проведення спеціальних досліджень. Це завдання актуальне в тих випадках, коли визначальними при виборі принципу циркуляції стають обмеження по масогабаритним характеристикам котельної установки.

Метою розрахунків були дослідження впливу на характеристики УК кратності циркуляції і значення температурного натиску за поверхнями нагріву Δt , які приймалися на рівні 20, 15, 10 °С.

Результати досліджень. Були досліджені можливості забезпечення потужності утилізаційного турбогенератора (УТГ) до рівня потужності суднової електростанції (СЕС) в ходовому режимі з використанням схеми прямоточного котла для утилізації теплоти вихлопних газів і наддувного повітря. ДВЗ з потужністю на рівні 8000 кВт і при відношенні $N_{СЕС}/N_{\text{де}} = 696/8155 = 0,085$.

При проведенні порівняльних досліджень за основу було прийнято забезпечення однакового аеродинамічного опору УК ($\Delta h_k = \text{const}$) при постійній швидкості газів ($w_z = \text{const}$), що забезпечує однакоку інтенсивність конвективного теплообміну в поверхнях нагріву УК на відміну від даних, де для забезпечення $\Delta h_k = \text{const}$ змінювалась швидкість газів w_z .

Теплові діаграми показують, що при забезпеченні прийнятих значень Δt не вдається відвести всю теплоту за рахунок економайзерних і пароутворюючих поверхонь, бо відведення теплоти обмежене температурами насичення t_s значенням Δt між температурою димових газів і води або пари.

Для забезпечення більш глибокої утилізації необхідно встановлювати конденсаційні поверхні, в які при спалюванні ВПЕ з водовмістом біля 30 % можливо підводити живильну воду прямо з теплого ящика з температурою на рівні 70 °С, що можливо забезпечити при спалюванні ВПЕ. І в цьому випадку мінімальне значення $\mathcal{Q}_{\text{вих}}$ обумовлене мінімальною температурою поверхні t_{cm} нагрівання і Δt_{min} . Мінімальне значення t_{cm} залежить від інтенсивності низькотемпературної корозії.

Отримані залежності сумарної паропродуктивності D_{Σ} від значення Δt . Значення D_{Σ} дорівнює сумі паропродуктивностей пароутворюючих поверхонь високого $D_{\text{ПВ1}}$ і низького тиску $D_{\text{ПВ2}}$. Ці залежності показують, що в УК з БПЦ з протитоком з попереднім підігрівом живильної води досягаються найбільші значення D_{Σ} , а в прямоточному котлі мінімальні D_{Σ} , але без підігріву живильної води. При врахуванні паропродуктивностей поверхонь, що встановлені в ОНП, сумарна паропродуктивність цих 2-х прямоточних котлів, встановлених на ДВЗ, значно вище (приблизно в 1,5 разів в порівнянні з УК БПЦ з протиточними поверхнями).

У всіх схемах УК зі зменшенням значення Δt має місце зростання D_{Σ} . Послідовне зменшення Δt від $\Delta t = 20$ °С до 15 і 10 °С значення D_{Σ} збільшується в 1,4...1,55 рази.

Для більшої наглядності представлені відносні значення паропродуктивності $D_{\Sigma}/D_{\text{осн}}$. В якості основи для порівняння прийнято D_{Σ} для прямоточного котла без підігріву живильної води при $\Delta t = 20$ °С.

При зменшенні значень Δt , що призводить до збільшення теплової потужності і зменшення середньологарифмічної різниці температур $\Delta t_{\text{сер}}$, має місце ріст необхідних поверхонь нагріву H_k . Причому ріст H_k відповідає зростанню сумарної паропродуктивності D_{Σ} .

Представлені залежності показують, що значний зріст ККД і зменшення габаритних показників має місце для прямоточного котла навіть при $\Delta t = 10$ °С, що важливо враховуючи, що при використанні конденсаційних поверхонь значно зростають габарити УК.

Висновок.

Використання конденсаційних поверхонь в УК особливо у прямоточних УК, в яких використовуються теплоти вихлопних газів і наддувного повітря дає можливість і при потужності ДВЗ до 10000 кВт забезпечити парою УТГ з потужністю, що дорівнює потужності СЕС в ходовому режимі і всіх споживачів пари в теплій і холодній зонах плавання. Допоміжний котел використовується тільки в стояночному режимі.

НЕКОТОРЫЕ СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Грич А.В.

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова (Украина)

Топливная экономичность газовых двигателей (ГД) зависит от температуры воздуха на входе в турбокомпрессор и снижается с ее повышением. Температура воздуха в машинном отделении (МО), откуда воздух поступает в ГД, обычно поддерживается системой вентиляции или теплоиспользующей системой охлаждения приточного воздуха в центральном кондиционере с использованием холодной воды, поступающей от абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, утилизирующей сбросную теплоту ГД. Из-за больших объемов МО охлаждение приточного воздуха связано со значительными энергозатратами.

С целью выявления резервов снижения энергозатрат на охлаждение воздуха в МО и повышения эффективности работы ГД был проведен анализ данных мониторинга работы когенерационной установки. В ходе анализа МО рассматривалось как единый энергетический комплекс, где каждый элемент системы влияет на эффективность работы системы в целом. Анализ показал, что теплоиспользующая система кондиционирования МО работает не эффективно, что приводит к увеличению удельного расхода топлива ГД, снижению вырабатываемой электрической мощности и дефициту холода для технологического процесса. Были предложены и обоснованы решения по повышению эффективности системы теплоиспользующего кондиционирования МО.

В ходе расчетов были получены оптимальные значения расхода приточного воздуха, которые оказались практически вдвое меньше первоначальной величины. Показано, что расхода воздуха 9 кг/с достаточно для турбокомпрессоров ГД и источников тепловыделения (электрогенераторы, блоки цилиндров ГД), но при этом глубина охлаждения воздуха в воздухоохладителе кондиционера $\Delta t_{\text{во}}$ при температуре наружного воздуха $t_{\text{нв}} = 36^\circ\text{C}$ возрастает с 11°C до 21°C , а затраты холода сокращаются на 20...40 %.

Для того, чтобы поддержать прежний напор воздуха при сокращении его расхода предложено подавать охлажденный воздух с помощью отдельного изолированного воздуховода в места наибольшего тепловыделения. Данный способ позволяет подавать охлажденный воздух из кондиционера непосредственно на вход в турбокомпрессор ГД, свести к минимуму теплопритоки из МО, подавать наружный воздух в МО и турбокомпрессоры ГД в ночное время при отключенном воздухоохладителе.

Вышеперечисленные решения могут быть применены для повышения эффективности теплоиспользующей системы кондиционирования МО без внесения существенных изменений в ее конструкцию. Для более глубокого охлаждения воздуха на входе в турбокомпрессор ГД (до $10...15^\circ\text{C}$) необходимо усовершенствовать систему кондиционирования.

Так, чтобы понизить температуру воздуха на выходе ВО, можно использовать двухступенчатые системы охлаждения воздуха – с подачей в первую (высокотемпературную) ступень охлаждающей воды с температурой $t_{\text{вх.вод}} = 7^\circ\text{C}$ (от абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины – АБХМ), а во вторую (низкотемпературную) ступень воды с температурой $t_{\text{вх.вод}} = 4^\circ\text{C}$, дополнительно охлажденной в эжекторной холодильной машине. Такое решение требует установки дополнительного воздухоохладителя и применения эжекторной холодильной машины, но оно позволяет существенно повысить глубину охлаждения воздуха на входе в ГД до $10...13^\circ\text{C}$, создает условия для работы ГД при благоприятных температурных условиях на входе.

Также возможен вариант с использованием каскадной холодильной машины (на базе эжекторной и бромистолитиевой холодильной машин) и более глубокого воздухоохладителя (восьмирядного по сравнению с трехрядным в базовом варианте). Данный способ является более дорогостоящим по сравнению со всеми вышеперечисленными, но он дает возможность понизить температуру на входе в турбокомпрессор ГД до 8...10 °С по сравнению с 18...27 °С в базовом варианте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Радченко А.Н., Коновалов А.В., Остапенко Л.А., Согласование работы когенерационного модуля газового двигателя и абсорбционного термотрансформатора / Газотурбинные технологии: Рыбинск, Россия. – 2013. – № 4 (115). – С. 30–33.

2. Радченко Р. Н., Грич А. В. Двухступенчатое охлаждение приточного воздуха газовых двигателей тригенерационной установки // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 6 (113).– С. 103-107.

ПРОБЛЕМИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ НА ТАНКЕРАХ ТУРБОКОМПАУНДНОЮ СИСТЕМОЮ

Калініченко І.В., Павленко Д.С.

Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (Україна)

Ефективним способом підвищення комплексного використання паливно-енергетичних ресурсів суднової енергетичної установки танкера, до складу якої входять газопоршневі двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), є утилізація теплоти:

- відхідних газів з температурою 235...295 °С після газової турбіни турбокомпресора (ТК) малообертового двигуна (МОД) (утилізується з використанням утилізаційного котла (УК) для одержання водяної пари),

- наддувочного повітря з температурою після компресора 160...200 °С (використовується для підігріву котлової води)

- прісної води, що охолоджує втулки циліндрів ДВЗ з температурою 70..90 °С (утилізується у водоопріснювальній установці для одержання прісної води).

На теперішній час у зв'язку з удосконаленням технології двигунобудування використання відомих методів утилізації теплоти стає не ефективним у зв'язку з підвищенням ККД ДВЗ, що призвело до зниження температури відхідних газів з 370 °С до 250 °С після ТК. Тому постає питання у знаходженні альтернативних методів або джерел утилізації теплоти судових ДВЗ. Як один із варіантів для утилізації теплоти відхідних газів використовувати турбокомпаундну систему (ТКС) для заміщення в ходовому режимі одного з працюючих дизель-генераторів [1, 2].

На теперішній час всі світові фірми виробники МОД пропонують використовувати ТКС для контейнеровозів, де потужності головних двигунів (ГД) досягають 40...50 тис. кВт. Однак на танкерному флоті судна з найбільшим дедвейтом мають значно менші потужності ГД (15...25 тис. кВт). Тому для використання ТКС в якості способу утилізації теплоти відхідних газів необхідно провести:

- аналіз теплового балансу двигуна в залежності від номінальної потужності двигуна; залежність отримання теплоти з відхідних газів на різних режимах роботи двигуна;

- провести аналіз відношення використання відхідних газів для утилізації теплоти в ТКС з найменшими втратами механічної енергії ДВЗ, так як зменшення кількості відхідних газів, що подається до турбокомпресора призводить до зменшення кількості стисненого повітря, що подається на ДВЗ.

ЛІТЕРАТУРА

1. MAN Marine Engines & Systems [Електронний ресурс]. – Режим доступу <http://www.marine.man.eu>.

2. Wartsila [Електронний ресурс]. – Режим доступу <http://www.wartsila.com>.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КАВИТАЦИИ В СУДОВЫХ СИСТЕМАХ ИНЕРТНЫХ ГАЗОВ

Колегаев М.А., Бражник И.Д.

Национальный университет "Одесская морская академия" (Украина)

В соответствии с решением ИМО начиная с 1978 года весь мировой танкерный флот при работе систем очистки трюмов, перед получением нового груза, использует технологический контур производства и подачи инертных газов. Его главное предназначение заключается в сжигании топлива в отдельном устройстве с последующей подачей продуктов сгорания в грузовые трюма танкера. Эти продукты по мере своего распределения в объеме трюма вытесняют воздух, снижая концентрацию кислорода.

Сама система инертных газов предназначена для активной защиты грузовых отсеков танкера от пожара и взрыва путем создания и постоянного поддержания в них инертной (невоспламеняющейся) микроатмосферы. Она должна поддерживать в любой части грузового танка атмосферу с содержанием кислорода не более 8 % по объему и избыточное давление (на 20 % больше атмосферного), для противодействия поступлению воздуха извне. Согласно Требованиям МОРПОЛ в грузовые танки должен подаваться инертный газ с концентрацией кислорода не более 5 %. Температура инертного газа не должна превышать 65 °С для грузовых танков и 50 °С для сухогрузных трюмов. Поскольку на судах размеры грузовых трюмов различаются то принято использовать общее правило - система подачи инертных газов должна обеспечивать такой расход газов в грузовые танки, чтобы их общий объем составлял величину равную 125 % от максимальной производительности при разгрузке судна. За счет использования этих объемов осуществляется заполнение танков с учетом возможности улетучивания некоторого объема инертного газа. В качестве инертного газа всегда используются дымовые газы, прошедшие обработку в скруберах.

При производстве инертных газов на судах используются не котлы СЭУ, а специальные генераторы. В них, в целях экономии, в качестве топлива используются самые дешевые сорта дизеля и мазуты, которые всегда содержат в себе большое количество примесей, осадков и асфальто-смолистых веществ. Недостатком такого подхода является постоянное забивание форсунок камеры сгорания таких генераторов, падение производительности и, как следствие, создание аварийных ситуаций на судне.

С экологической точки зрения при работе генераторов с забитыми форсунками возможно получение второго типа аварийных ситуаций, которые подразумевают высокие штрафные санкции. При проведении стояночных погрузочных операций остатки несгоревшего топлива с охлаждающей водой из скрубера могут попасть за борт, что приведет к загрязнению нефтепродуктами акватории порта.

Для технического решения рассматриваемой проблемы с целью уменьшения расхода топлива на генератор инертных газов, улучшения качества его сгорания и минимизации риска загрязнения окружающей среды во время операций с генератором было предложено использовать дополнительный кавитационный блок топливоподготовки в системе генератора инертных газов. Принцип его работы может быть двояким:

- с использованием ультразвуковой кавитации, создаваемой за счет ультразвуковых колебаний в движущемся потоке топлива;
- с использованием гидродинамической кавитации, создаваемой условиями движения потока в канале, содержащем локализованные области пониженного давления.

Скорость, многофазного потока топлива внутри кавитационного узла подготовки топлива при которой начнется качественный процесс диспергирования может быть как

$$V = \sqrt{\frac{P_{сб.м} + \rho gh - P_i}{\frac{\rho \xi_{\max}}{2}}}, \quad (1)$$

где P_i – давление внутри рабочей камеры кавитатора, Па; $P_{сб.м.}$ – давление в накопительном топливном танке, Па; h – высота расположения накопительного танка по отношению к оси симметрии кавитационной рабочей камеры сепаратора, м.

Коэффициент максимального разряжения внутри кавитатора ξ соответствует с обратным знаком величине безразмерного избыточного давления P и рассчитывается как

$$-\bar{P} = \xi = \frac{P_{cm} - P_i}{\rho V^2} = \frac{P_{сб.м.} + \rho gh - P_i}{\rho V^2}, \quad (2)$$

где V – скорость подачи топлива, м/с.

Поскольку при кавитации возникают паровые пузырьки, которые при своем попадании в область повышенного давления разрушаются, создавая локальные очень большие скачки давления особый интерес представляет оценка времени схлопывания одиночного пузырька. Его в первом приближении можно определять по формуле Релея

$$t = 0,915 r_{\max} \sqrt{\frac{\rho}{P_\infty}}. \quad (3)$$

В соответствии с экспериментальными данными работы [2] при умеренных относительных скоростях потока устойчивые режимы искусственных суперкаверн со стабильными гидродинамическими характеристиками наблюдаются в диапазоне чисел кавитации $0 \leq \Omega \leq 0,2$.

В неограниченном потоке цельная кавитационная каверна возникает в том случае, когда число кавитации соответствует значениям $\Omega = 0,5 \dots 0,3$. Такие каверны характеризуются отсутствием четких и устойчивых границ.

С технической точки зрения при разработке кавитатора одним из ограничительных факторов может выступать предельно развиваемая скорость обрабатываемого потока топлива. Согласно работе [6] предельные скорости движения жидкости в трубопроводах и элементах гидросистем должны составлять следующие величины: $V = 8 \dots 10$ м/с – трубопроводы высокого давления (давление 20...30 МПа); $V = 2 \dots 3$ м/с – трубопроводы низкого давления; $V = 1 \dots 2$ м/с – трубопроводы низкого давления с выходом в атмосферу.

Выводы.

1. Системы инертных газов всего танкерного флота характеризуются одинаковым и очень сильным недостатком – зависимостью качества работы системы от фракционного состава и степени подготовки используемого тяжелого топлива.

2. Решением проблемы использования топлив с осадками и асфальтенами в генераторах судовых систем инерционных газов может выступать процесс кавитации при котором происходит полное эмульгирование топлива до минимального уровня дисперсности инородных включений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Международная конвенция MARPOL 73/78.
2. Егоров И.Т. Искусственная кавитация / Егоров И.Т., Садовников Ю.М., Исаев И.И. – Судостроение: Ленинград, 1971. – 280 с.
3. Донской А.В. Ультразвуковые электротехнические установки / Донской А. В., Келлер О. К., Кратыш Г. С. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 208 с.
4. Исаков А.Я. Кавитация в перемешивающих устройствах / Исаков А.Я., Исаков А.А. – Петропавловск-Камчатский: КамчатГТУ, 2006. – 206 с.
5. Кнэпп Р. Кавитация / Р. Кнэпп, Дж. Дейли, Ф. Хэммит. – М.: Мир, 1974. – 687 с.
6. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем / Гийон М. – М.: Мир, 1964. – 388 с.

СУДНОВА ДИЗЕЛЬНА УСТАНОВКА З РОЗВИНЕНОЮ СИСТЕМОЮ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ І ТЕРМОПРЕСОРНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ

Коновалов Д.В., Джуринська А.О., Смоляний Є.С.
Херсонська філія Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова (Україна)

Робота присвячена вирішенню задачі вдосконалення системи наддуву суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) шляхом випарувального охолодження наддувного повітря термопресором.

Одним з перспективних засобів удосконалення системи турбонаддуву є застосування термопресорних систем охолодження. Основним елементом такої системи є термопресор (ТП), в якому здійснюється підвищення тиску повітря у процесі миттєвого випаровування води, упорскуваної в повітряний потік, прискорений до швидкості, близької звуковій. На випаровування води відводиться теплота від наддувного повітря, і як наслідок, знижується його температура.

Розроблено і проаналізовано схемне рішення, а також здійснено конструкторську проробку основних елементів системи термопресорного охолодження наддувного повітря судового ДВЗ з розвиненою системою утилізації теплоти відхідних газів (турбокомпаундною) в утилізаційному котлі (УК) двох тисків і отриманням додаткової потужності утилізаційним турбогенератором (УТГ). Визначені енергетичні показники і геометричні параметри термопресорного апарату.

Аналіз ефективності схем проводився відносно традиційної схеми охолодження наддувного повітря судових ДВЗ. Розрахунки здійснені для малообертового дизеля 5S50MC-C (MAN B&W) потужністю $N_e = 8300$ кВт і $n = 105$ хв⁻¹. Застосування ТП дозволяє зменшити роботу турбокомпресора на стиснення l_k , а відтак і зменшити потужність компресора на величину $\Delta N_k = 100...200$ кВт (10...12 %). Зниження температури повітря в ТП становить $\Delta t_{тп} = 110...160$ °С, що дає змогу підвищити тиск повітря після ТК на $\Delta P_{тп} = 340...480$ кПа (15...18 %). В свою чергу, це забезпечує зменшення витрат в ТК, і як наслідок, температура відхідних газів за УТ збільшується. При температурі газів на вході в УТ $t_{г1} = 300...400$ °С, температура відхідних газів становитиме $t_{г2} = 220...300$ °С, що на 15...25 °С вище ніж для традиційної схеми утилізації.

Зменшення необхідної потужності турбіни ТК призводить до збільшення надлишкової кількості газу, який доцільно перепускати (байпасувати) повз ТК, завдяки чому зростає температура відхідних газів на вході УК орієнтовно на величину $\Delta t_{ук} = 10...15$ °С, що забезпечує збільшення теплової продуктивності УК (відповідно й паропроодуктивності): $\Delta Q_{ук} = 150...300$ кВт (10...15 %). Додаткову кількість отриманої пари доцільно застосувати для приводу УТГ, тим самим зменшивши навантаження на судову електростанцію, і відповідно, скоротити споживання палива дизель-генераторами. Аналіз роботи УТГ показує, що зростання теплової потужності в УК двох тисків, дає змогу збільшити виробництво пари на $\Delta D_{утг} = 0,07...0,12$ кг/с (250...430 кг/годину), що у свою чергу підвищує потужність УТГ на $\Delta N_{утг} = 45...90$ кВт (5...10 %), при зменшенні питомої витрати палива судовою електростанцією на $\Delta g_e = 4...7$ г/(кВт·годину).

ЛІТЕРАТУРА

1. Вулис Л.А. Термодинамика газовых потоков [Текст] / Л.А. Вулис. – М.:Л.: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.
2. Горбов В. М. Енциклопедія судової енергетики [Текст] / В.М. Горбов.– Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с.

ЗАСТОСУВАННЯ УПОРСКУВАННЯ ПЕРЕГРІТОЇ ВОДИ В ТЕРМОПРЕСОРНИХ СИСТЕМАХ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ ДВЗ

Коновалов Д.В., Кобалава Г.О.

*Херсонська філія Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова (Україна)*

Підвищення енергетичної ефективності сучасних енергетичних установок, до складу яких входять двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ), можна досягти одним з перспективних способів – забезпеченням оптимальних початкових параметрів робочого циклу, через вдосконалення системи турбонаддуву.

Застосування термогазодинамічної компресії (термопресії) в системі турбонаддуву ДВЗ дозволяє поєднати два процеси – контактне охолодження наддувного повітря і підвищення тиску, які забезпечують скорочення витрат потужності компресора [1, 2]. Для здійснення цих процесів застосовують термопресор [1].

Значний вплив на роботу термопресора здійснює такий режимний чинник, як організація подачі та розпилення рідини. До системи упорскування рідини пред'являється ряд вимог [2, 3]:

- достатньо дрібне розпилення;
- рівномірний розподіл крапель у поперечному перерізі каналу;
- максимальна швидкість упорскуваної рідини;
- невеликий аеродинамічний опір конструкції форсунки.

Застосування вдосконалених систем підведення і розпилення води, які відповідають наведеним вимогам, дозволить в значній мірі збільшити ефект від термогазодинамічної компресії при відносно низьких витратах води.

Одним з перспективних сучасних способів покращення ефективності розпилення є використання перегрітої води, що, наприклад, при реалізації упорскування води на вході компресора газопаротурбінної установки дозволяє підвищити ККД установки на 1...2 % [4, 5].

В більшості випадків для сучасних суднових середньообертових двигунів (СОД) у складі суднових енергетичних установок, як правило, застосовують багатоконтурну систему охолодження. При цьому в охолоджувачі наддувного повітря (ОНП) застосовують дві секції охолодження: високотемпературну, в якій теплота відводиться від повітря до води системи охолодження двигуна, та низькотемпературну з відведенням теплоти до контуру прісної води центрального охолоджувача.

У дослідженні проаналізовано схемне рішення із застосуванням термопресора у складі багатоконтурної системи охолодження суднового СОД. Термопресор встановлено за турбокомпресором перед ОНП. Таке рішення дозволяє залишити тільки низькотемпературну секцію для доохолодження повітря перед ресивером до заданої температури 45 °С. Попередній підігрів упорскуваної води запропоновано здійснювати в теплообміннику ПВ до температури 85...90 °С за рахунок теплоти води на виході з системи охолодження двигуна. Наступний перегрів води до температури 100...120 °С здійснюється завдяки додатковій більш глибокій утилізації теплоти відхідних газів в утилізаційному котлі (УК). Це дозволяє повертати частину низькопотенційної теплоти в цикл енергетичної установки разом з упорскуваною водою, що, у свою чергу, дозволяє підвищити коефіцієнт використання теплоти.

Аналіз результатів дослідження показує, що упорскування перегрітої води (температура 120 °С) в термопресорну систему дозволяє зменшити втрати на тертя на 5...15 %. Окрім цього, зменшується кількість теплоти наддувного повітря, що витрачається на додатковий підігрів упорскуваної води до температури насичення. Аналіз роботи даної системи за швидкості повітряного потоку в робочій камері $M = 0,95$ показує, що при ступені

стиснення в турбокомпресорі $\pi_k = 3,5$ і перегріві упорскуваної води підвищення тиску (термогазодинамічна компресія) складає $\Delta P = 5,6 \cdot 10^4$ Па (15 %), що на 8 % вище, ніж при упорскуванні води без перегріву. При цьому температура повітря на виході з термопресорної системи склала $t_{\text{пов2}} = 66$ °С. Кількість води, що упорскується в термопресор склала $G_w = 0,06 \dots 0,11$ кг/с (2...5 % від витрати наддувного повітря).

Висновки: використання перегрітої води для упорскування в термопресор системи охолодження наддувного повітря суднових двигунів є перспективним способом підвищення ефективності процесу розпилення, який забезпечує зменшення витрати потужності турбокомпресора на стиснення наддувного повітря і повернення скидної теплоти в цикл енергетичної установки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ерофеев, В.Л. Экспериментальное исследование термопрессора [Текст] / В.Л. Ерофеев // Тр. ленинградского института водного транспорта. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. – 1974. – № 147. – С. 25–30.
2. Степанов, И.Р. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок [Текст] / И.Р. Степанов, В.И. Чудинов. – Ленинград: Наука. Ленингр. отд-ние, 1977. – 199 с. – (АН СССР, Кольск. филиал им. С.М. Кирова).
3. Коновалов, Д.В. Система охолодження наддувного повітря суднового двигуна внутрішнього згорання термопресором з упорскуванням перегрітої води [Текст] / Д.В. Коновалов, Г.О. Кобалава, С.І. Стародубець. // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2017. – № 3 (138). – С. 104–111.
4. Mustapha, Ch. Key parameters for the performance of impaction-pin nozzles used in inlet fogging of gas turbine engines [Text] / Ch. Mustapha // Proceedings of ASME turbo expo. – 2005. – Paper No: GT2005-68346. – С. 91–97.
5. Дикий, М.О. Підвищення ефективності ГПТУ «Водолій» охолодженням повітряного потоку в компресорі / М.О. Дикий, А.С. Соломаха, В.Г. Петренко. // Наукові вісті НТУУКПІ. – 2011. – №5. – С. 31–34.

ПРИМЕНЕНИЕ ДЕТАНДЕРНОТЕРМОПРЕССОРНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ В ГАЗОВЫХ ДВС

Коновалов Д.В., Кобалава Г.А., Джурина А.А.
*Херсонский филиал Национального университета кораблестроения
имени адмирала Макарова (Украина)*

Современные турбокомпрессоры (ТК) систем наддувочного воздуха ДВС имеют достаточно высокие коэффициенты полезного действия и степени повышения давления ($\eta_{\text{ТК}} = 0,70...0,75$ и $\pi_{\text{к}} = 3,0...4,5$). В связи с этим имеет место избыток энергии уходящих газов сверх величины, необходимой для привода ТК. В то же время эффективность как газовых, так и дизельных ДВС существенно ухудшается с повышением температуры наружного воздуха на входе ТК. Избыточную энергию уходящих газов в дизельных ДВС целесообразно использовать в турбодетандерных холодильных машинах (ТДХМ), предназначенных для предварительного охлаждения воздуха на входе ТК [1–3]. Достоинством ТДХМ является использование в качестве холодильного агента воздуха и их компактность.

В газовых ДВС избыток энергии уходящих газов значительно меньше, чем в дизельных. Это существенно ограничивает эффективность применения ТДХМ. Поэтому возникает необходимость задействовать дополнительные резервы энергии. К таким резервам относится низкопотенциальная энергия уходящих газов, которую можно использовать в турбодетандере путем глубокого расширения газов до давления ниже атмосферного (перерасширение). Повышение давления уходящих газов до атмосферного можно осуществлять компрессором с приводом от турбодетандера и термопрессором. Термопрессор относится к типу струйного компрессора, принцип работы которого основан на использовании эффекта термогазодинамической компрессии (термопрессии). Термопрессия – это явление повышения давления газа в процессе мгновенного испарения воды, впрыскиваемой в ускоренный газовый поток, скорость которого близка к скорости звука. При этом испарение воды происходит за счет теплоты, отводимой от уходящих газов [4, 5].

Возможности глубокой утилизации тепловой энергии уходящих газов в дизельных ДВС ограничены. Это связано с наличием серы в топливе, что делает невозможным снижение температуры газов ниже $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ из-за опасности сернистой коррозии металлических поверхностей. Дополнительную мощность, полученную в такой детандернотермопрессорной системе, целесообразно использовать для привода наддувочного компрессора, большей производительности, чем необходимо для подачи газоздушная смеси (ГВС) в цилиндры. Избыточное количество сжатой в турбокомпрессоре ГВС, предварительно охлажденной в водяном охладителе наддувочного воздуха (ОНВ), окончательно охлаждают в процессе расширения в турбодетандере до низких температур ($-20...-50\text{ }^{\circ}\text{C}$) и смешивают с основной ГВС на входе ТК. Снижение температуры ГВС обеспечит эффективную работу газового ДВС при повышенных температурах наружного воздуха.

В настоящей работе разработаны и проанализированы схемные решения утилизационных детандернотермопрессорных систем охлаждения (ДТПС) с перерасширением уходящих газов до давления ниже атмосферного и последующим его повышением до атмосферного давления компрессором и термопрессором. Полученная при этом механическая энергия используется для увеличения степени повышения давления $\pi_{\text{к}}$ и производительности наддувочного ТК. Охлаждения сжатой избыточной ГВС сначала в ОНВ, а затем в процессе расширения в детандере.

Особенностью ДТПС является наличие контура перерасширения, в который поступают уходящие газы от турбины ТК при давлении, близком к атмосферному. В турбине перерасширения давление газов снижается до $P = 0,35 \cdot 10^5$ Па. Промежуточный

охладитель уходящих газов обеспечивает снижение их температуры на входе бустерного компрессора и, соответственно, сокращение затрат мощности на сжатие. Окончательное повышение давления газов до атмосферного давления осуществляется в термопрессоре путем ускорения газов в его сопловом аппарате до околосвуковой скорости и впрыскивания в газовый поток воды. В результате мгновенного вскипания воды в потоке горячего газа его давление резко увеличивается. На сжатие газов в термопрессоре расходуется тепловая энергия газа, а не механическая, как это имеет место в обычном компрессоре.

Установлено, что в диапазоне изменения температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}} = 5 \dots 55 \text{ }^\circ\text{C}$ давление наддува может быть увеличено на $(1,0 \dots 1,5) \cdot 10^5 \text{ Па}$ (на 20...25 %) за счет использования энергии перерасширения уходящих газов при снижении их давления до $(0,35 \dots 0,55) \cdot 10^5 \text{ Па}$ в ДТПС.

Результаты расчета показывают, что применение ДТПС в газовом ДВС обеспечивает повышение мощности N_e газового ДВС и сокращение удельного расхода топлива на 5...10 % в зависимости от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Радченко Р.Н., Бузник А.И. Охлаждение воздуха на входе судовых ДВС утилизационной воздушной холодильной машиной // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 3. – С. 77–81.

2. Радченко А.М., Воробйов Л.М., Перевізник Б.Б., Підгайна А.О. Екологічно чисті установки утилізації енергії продуктів згоряння судових дизельгенераторів // Техногенна безпека: Наукові праці ЧДУ ім. П.Могили.– Миколаїв: ЧДУ.– 2009. – Т. 111. – Вип. 98. – С. 107–112.

3. Радченко А.М., Радченко М.І., Коновалов Д.В., Воробйов Л.М. Екологічно чисті газові двигуни внутрішнього згоряння з утилізацією низькопотенційної енергії продуктів згоряння // Техногенна безпека: Наукові праці ЧДУ ім. П.Могили.– Миколаїв: ЧДУ.– 2010.

4. Ерофеев В.Л. Экспериментальное исследование термопрессора // Тр. ленинградского ин-та водного транспорта. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. – 1974. – вып. 147. – С. 25–30.

5. Степанов И.Р., Чудинов В.И. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок. Л.: Наука, 1977. – 200 с.

МЕТОД УСТРАНЕНИЯ ВОЗДУШНЫХ ПРОБОК ВНУТРИ БАЛЛАСТНЫХ ТАНКОВ СУДОВ ПОГРУЖНОГО ТИПА

Малахов А.В., Палагин А.Н.

Национальный университет “Одесская морская академия” (Украина)

Современные тенденции в развитии водного транспорта, используемого для перевозки крупногабаритных и нестандартных грузов на судах погружного типа требуют использование новых подходов к технологии эксплуатации таких судов. На первое место выходят требования к повышению надежности их работы на волнении и сокращению сроков проведения погрузочно-разгрузочных операций без снижения показателей аварийности.

Основными технологическими операциями при работе судов погружного типа помимо транспортирования груза являются погружение судна под уровень морской поверхности и всплытие над ней. К этим операциям предъявляются повышенные требования в силу того, что они непосредственно связаны с приемом нестандартных крупногабаритных и тяжеловесных грузов. В случае полностью регламентированного исполнения операции погружения или всплытия определяют общий уровень безаварийной работы судна.

Специфические особенности конструктивного исполнения таких судов при погружении или всплытии судна на месте приемки или сдачи груза всегда приводят к одной и той же проблеме – возникновению и дальнейшему хаотическому движению воздушных полостей внутри заполненных водой танков судна. В привязке к техническим особенностям работы судов погружного типа проблема устранения паразитных объемов воздуха внутри балластных танков, заполненных водой не рассматривалась вообще.

При движении внутри балластного танка большой по объему паразитной воздушной пробки, а соответственно и массы воды за ней, возникает проблема увеличения ее присоединенной массы. В конечном итоге такой рост неизменно проявляется в изменении в большую сторону неконтролируемого угла крена судна. Самым простым и надежным способом устранения негативных последствий от движения паразитного воздуха на поверхности балластной воды в танке может являться разделение воздушной пробки на ряд мелких и отделенных друг от друга воздушных пузырей. Также, целесообразно, ее уничтожение на окончательной стадии заполнения судовых балластных танков.

На этапе экспериментального изучения процесса разрушения паразитного воздушного пузыря в условиях работы судна погружного типа “Target” компании Dockwise – Boskalis была использована технологическая схема удаления паразитного воздуха с использованием судовой компрессорной системы. За счет установки набора сопловых аппаратов и реализации принципа дискретной подачи сжатого воздуха для разрушения паразитного воздушного объема были использованы воздушные струи с высоким давлением. Основной принцип работы разработанной системы заключался в разбивке большого паразитного воздушного пузыря на ряд мелких, которые при равномерном заполнении всей поверхности воды в судовом танке приводили к снижению уровня колебаний общей массы балластной воды. При реализации процесса весь воздух удалялся в нормальном штатном режиме, соответствующему случаю наилучшей балластировки танков, т.е. при отсутствии как качки судна, так и волнения морской поверхности.

В общей технологической схеме разрушения паразитной воздушной пробки на подволоке танка устанавливалось большое число ультразвуковых датчиков уровня (до девятнадцати). Они служили для индикации угла наклона поверхности воды в балластном танке и места расположения паразитного воздушного пузыря (или пузырей) в любой момент времени. В общем случае суммарное количество датчиков является величиной переменной поскольку зависит от габаритных размеров балластного танка.

Для разбивки пузыря использовались конусные сопла, которые по ширине балластного танка расставлялись с переменным шагом по длине воздушного трубопровода высокого давления. Сгущение мест их установки производилось по мере приближения к угловым зонам, т.е. к зонам, где вероятность нахождения паразитного воздушного объема является наиболее высокой.

В случае соударения струи под давлением с воздушным пузырем процесс заполнения балластных танков становится намного эффективнее. В этом случае достигалось практически мгновенное изменение объема паразитного воздуха – сплошной пузырь разрушался и наблюдался переход к мелкопузырчатой фазе волнового движения пузырьков воздуха на поверхности воды в танке. Основная направленность всех экспериментов, была сфокусирована на измерении показателей, влияющих на неконтролируемый крен судна. Измерение угла поворота корпуса судна во время качки осуществлялось при помощи автоколлиматора Ultra компании Taylor Hobson (Великобритания).

Самым основным экспериментальным результатом, показавшим высокое качество работы разработанной системы устранения паразитного воздуха было время полного заполнения балластных танков. Оно сократилось на 12 %. Также, при всех допустимых значениях рабочего волнения морской поверхности угол крена судна при прочих равных условиях был снижен.

При волне 0,5 метра уровень неконтролируемой качки судна при топшинговке балластных танков во время погружения судна под воду был уменьшен с 2 до 1,5 градусов.

По регистрационным данным судовых управляющих систем OSTOPUS и CARGOMASTER, было зарегистрировано, что нагрузки на корпус судна при балластировке танков судна во время работы системы были снижены по сравнению с обычным погружением на 3,4 %.

Выводы.

1. При движении внутри балластного танка воздушной пробки возникает проблема увеличения ее присоединенной массы, которая неизменно проявляется в росте неконтролируемого угла крена судна. Надежным способом устранения негативных последствий от этого движения может являться ее разделение на ряд мелких и отделенных друг от друга воздушных пузырей.

2. Во время операции погружения судна под воду время полного заполнения всех балластных танков при работе новой системы, отличалось от времени стандартной операции по их заполнению на 12 %.

3. Нижняя граница волнения морской поверхности при которой необходимо начинать использовать систему разбивки паразитных воздушных объемов в центральных балластных танках судна должна составлять 0,35 метра.

ЛИТЕРАТУРА

1. Malahov A., Gudilko R., Palagin A., Maslov I. Efficiency improvement of ships operation by water-fuel emulsion using. East-European Journal Of Enterprise Technologies. Vol. 3/8 (81) 2016. P. 48-54.

2. Бендеберя Ф.А. Конструктивные особенности судовой системы, использующей импульсные скачки давления / Ф. А. Бендеберя, А. В. Малахов, М. А. Колегаев, И. З. Маслов, С. В. Зуев // Судовые энергетические установки: научно технический сборник. Вып. 30. – Одесса: ОНМА, 2012. – с. 28–38.

3. Тернер Дж. Эффекты плавучести в жидкостях. – М.: Мир. 1977. – 432с.

4. Черкесов Л. В. Поверхностные и внутренние волны. – Киев: Наукова думка. 1973. – 248 с.

МЕТОДИ ОПТИМІЗАЦІЇ 3D-ПРОЕКТУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ В ГАЛУЗІ АВТОМОБІЛЕБУДУВАННЯ

Носов П.С., Якушенко С.О., Сорокін О.М.

Херсонський політехнічний коледж

Одеського національного політехнічного університету (Україна)

Вступ. У процесі експлуатації автомобіля його конструктивні елементи під впливом сил тертя і навколишнього середовища піддаються фізичному зносу. Для підтримки автомобілів в працездатному стані необхідно планомірне здійснення цілого комплексу заходів, що включають в себе технічне обслуговування, поточний та капітальний ремонт з періодичною заміною і відновленням зношених деталей і вузлів. Головні завдання ремонтної галузі полягають у подальшому розвитку централізованого ремонту автомобілів як найважливішої передумови впровадження прогресивних технологічних процесів, що забезпечують підвищення якості та ефективності заходів з ремонту.

Витрати на технічне обслуговування (ТО) та ремонт автомобілів в АТП, СТО і на авторемонтних заводах залишається ще достатньо високими. Через це назріла потреба подальшого вдосконалення системи ТО та ремонту автомобільної техніки.

Технологічний прогрес і конкуренція спонукають оснащувати сучасні станції технічного обслуговування різноманітним обладнанням, установками, роботизованими комплексами, 3D технологіями. Виготовлення як окремих деталей так і вузлів вимагає системних підходів у комп'ютерному моделюванні, що забезпечить як просторове поняття взаємодії механізмів так і технологічне.

З боку підготовки фахівців з ремонту автомобілів ВНЗ повинні спрямовувати навчальний процес з урахуванням новітніх тенденцій розвитку 3D технологій.

Враховуючи вище перелічені фактори, постає проблема у визначенні підходів що до створення системи оптимального 3D-проектуювання складних вузлів та агрегатів автомобілів студентами під час їх теоретичної та практичної підготовки.

Вирішення багатьох завдань автоматизованого 3D-проектуювання деталей автомобілебудування зіштовхується з потребою в оптимізації цих процесів на основі певних критеріїв ефективності. Така оптимізація, як правило, є багатокритеріальною, її основною особливістю є наявність множини недомінуємих рішень, кожне з яких може бути оптимальне.

Дослідження показують, що об'єктивний вибір одного компромісного рішення в 3D моделюванні ґрунтується на знаннях особи що приймає рішення (ОПР), що припускає людино-машинну процедуру прийняття рішень у діалоговій формі.

Специфіка предметної області автоматизованого проектування передбачає вибір однокрокових і багатокрокових методів прийняття рішень.

Основний матеріал дослідження. Однокрокові методи, передбачають отримання в ході їх виконання однієї-єдиної компромісної точки (множини Парето), яка і вважається оптимальною. Для отримання цієї точки в переважній більшості однокрокових методів задача векторної оптимізації перетворюється у завдання з одним критерієм ефективності. Існують однокрокові методи головного критерію, узагальненого критерію та цільового програмування.

1) Метод головного (основного) критерію. Вихідна задача векторної оптимізації зводиться до задачі оптимізації по одному з критеріїв $f_i(\bar{x})$, який вважається найважливішим (головним), за умови, що значення інших критеріїв $f_i(\bar{x})$ повинні бути не менше деяких встановлених величин f_i^y , тобто вирішується завдання:

$$\max_{x \in X} f_i(\bar{x}), f_i(\bar{x}) \geq f_i^y, i \in I, i \neq l,$$

де $f_i(\bar{x})$ i -й критерій ефективності; I - множина критеріїв ефективності; \bar{x} – варійовані параметри; \bar{X} – множина допустимих значень параметрів 3D-моделі.

2) Методи узагальненого критерію та цілочисельного програмування. Сутність цих методів полягає в тому, що векторний критерій \bar{F} згортається в одну функцію, яка називається узагальненим критерієм. У цих методах ОПР вибирає не конкретне рішення, а узагальнений критерій у вигляді типової 3D-моделі, на підставі якого буде обрано оптимальне рішення.

У результаті цього отримане рішення вважається оптимальним в сенсі обраного узагальненого критерію. Тут ОПР абстрагується від безпосередніх значень критеріїв і оперує тільки з їх нормалізованими значеннями. Таким чином отримуємо уніфіковану деталь з відповідною специфікацією виробу та довідковою документацією.

Так, для критерію гарантованого результату оптимальна точка є рішенням наступної завдання:

$$\max_{x \in \bar{X}} \min_{i \in I} \alpha_i \lambda_i(\bar{x}),$$

де α_i – коефіцієнт значимості i -го критерію; $\lambda_i(\bar{x})$ – нормалізоване значення i -го критерію.

Виходячи зі сказаного потрібна адитивна згортка критеріїв, де знаходження оптимальної точки є рішенням задачі:

$$\max_{x \in \bar{X}} \sum_{i=1}^I \alpha_i \lambda_i(\bar{x}),$$

$$\max_{x \in \bar{X}} \sum_{i=1}^I \alpha_i [\lambda_i^*(\bar{x}_i) - \lambda_i(\bar{x})]^r]^{1/r},$$

де $\lambda_i^*(\bar{x}_i)$ – нормалізоване значення i -го критерію в точці його оптимуму \bar{x}_i^* .

З аналітичного рішення, бачимо, що однокрокові методи добрі тим, що дають єдине рішення. Однак складність даних методів полягає в тому, що для вирішення рівнянь необхідно обрати найбільш кращий критерій ефективності, що не завжди можливо зважаючи на стохастичну або ж нечітку невизначеності в автоматизованому проектуванні. Також слід врахувати, що нормалізація функцій знижує точність розрахунку. Такі методи доцільно застосовувати у випадках явно характерних традиційним алгоритмам проектування і застосування популярних 3D операцій.

Таким чином у результаті аналітичних розрахунків експерт з боку технологій проектування визначає карту дій що може базуватися (як приклад) на методах фрейм-сценаріїв. Такий підхід враховує як критерії так і визначає порядок дій оптимального 3D-проектування.

Висновок. Враховуючи, що майбутній конструктор повинен з високим ступенем точності змоделювати всі потрібні вузли і деталі, особливо ретельно перевіряючи їх взаємні з'єднання, можна дійти висновку, що системний підхід у 3D проектуванні вкрай необхідний. В розрізі курсового та дипломного проектування з'являється можливість відслідковувати дії студента при побудові тривимірних деталей автомобілебудування з метою узгодження найбільш оптимальних траєкторій моделювання.

Такий процес значно підвищить фаховий рівень майбутніх конструкторів в галузі автомобілебудування та сервісного ремонту деталей автомобілів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Моделі та методи прийняття рішень : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. / О.Ф. Волошин, С.О. Машенко. – 2-ге вид., перероб. та допов. – К. : Видавничо-поліграфічний центр "Київський університет", 2010. – 336 с. ISBN 978-966-439-267-6.

О КРАЕВОЙ ЗАДАЧЕ УРАВНЕНИЯ ГИПЕРБОЛИЧЕСКОГО ТИПА, НАХОДЯЩЕЙ ПРИЛОЖЕНИЕ В ЗАДАЧЕ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА

^{1,2}Орумбаева Н.Т., ¹Ильясова Р.

¹Карагандинский государственный университет имени академика Е.А.Букетова,
²РГКП «Институт прикладной математики» КН МОН РК (Казахстан)

Введение. Каждое уравнение математической физики описывает бесконечное множество качественно аналогичных явлений и процессов. Это обстоятельство является следствием того, что дифференциальные уравнения имеют бесконечное множество частных решений. Конкретное решение, описывающее рассматриваемое физическое явление, выделяется из множества частных решений данного дифференциального уравнения с помощью начальных и граничных условий.

Теория гиперболических уравнений относится к разделу уравнений математической физики и играет важную роль при описании линейных и нелинейных волн. Достаточно сказать, что именно гиперболические уравнения используются при математическом моделировании волновых движений жидкости, ударных волн и волн разрежения в газовой динамике, цунами, боры, перемещение ледников, лавин, селей, переноса массы электрическим поле, хромотографии, транспортных потоков и многих других физических процессов.

Актуальность исследований. Как уже отмечалось выше, уравнения гиперболического типа описывают процессы распространения колебаний и волн различного типа. В задачах теплообмена уравнения гиперболического типа с произвольными функциями описывают нестационарные поля температур или концентраций с учетом конечной скорости транспорта вещества.

Постановка задачи. Далее, на $\Omega = [0, X] \times [0, Y]$ будем рассматривать полупериодическую краевую задачу для нелинейного дифференциального уравнения гиперболического типа с произвольными функциями

$$\frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} = k \cdot \frac{\partial z}{\partial x} \cdot \frac{\partial z}{\partial y} + a(x, y) \cdot \frac{\partial z}{\partial x} + f(x, y) \quad (1)$$

$$z(0, y) = \varphi(y), \quad (2)$$

$$z(x, 0) = z(x, Y), \quad (3)$$

где $k = const$, $\varphi(y)$ – заданная функция зависящая y , $a(x, y)$, $f(x, y)$ – произвольные функции зависящие от x и y . В работе G.V.Whitham [1] были рассмотрены уравнения содержащие произвольные параметры вида

$$\frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} = k \cdot \frac{\partial z}{\partial x} \cdot \frac{\partial z}{\partial y} + s \cdot \frac{\partial z}{\partial x} + m \cdot \frac{\partial z}{\partial y}.$$

Замена $u = e^{kz}$ в задаче (1)-(3) приводит к линейной полупериодической краевой задаче

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} = a(x, y) \frac{\partial u}{\partial y} + kf(x, y)u, \quad (4)$$

$$u(0, y) = e^{k\varphi(y)}, \quad (5)$$

$$u(x, 0) = u(x, Y), \quad (6)$$

$$z(x, y) = \frac{1}{k} \ln u(x, y). \quad (7)$$

Результаты исследований. В работе [2] задача (4)-(6) исследовалась методом параметризации [3]. В терминах матрицы $Q_\nu(x, h)$, элементы которой определяются через $a(x, y)$, были установлены достаточные условия однозначной разрешимости задачи (4)-(6).

В сообщении исследуются вопросы существования, единственности решения данной задачи и сходимость алгоритма нахождения ее решения. Справедливо утверждение

Теорема. Пусть при некотором шаге $h > 0: Nh = Y, N = 1, 2, \dots$, числа подстановок $\nu, \nu = 1, 2, \dots$, $(N \times N)$ - матрица $Q_\nu(x, h)$ обратима при всех $x \in [0, X]$ и выполняются неравенства:

$$1) \| [Q_\nu(x, h)]^{-1} \| \leq \gamma_\nu(x, h);$$

$$2) q_\nu(x, h) = \frac{(\alpha(x)h)^\nu}{\nu!} \left[1 + \gamma_\nu(x, h) \sum_{j=1}^{\nu} \frac{(\alpha(x)h)^j}{j!} \right] \leq \mu < 1,$$

где $\mu = const$, $\alpha(x) = \max_{y \in [0, Y]} \|a(x, y)\|$. Тогда существует единственное решение задачи (1)-(3).

Работа выполнена при поддержке грантового финансирования научных исследований Комитетом науки МОН РК (проект №1164/ГФ4 КН МОН РК).

ЛИТЕРАТУРА

1. Whitham G.B. Linear and Nonlinear Waves. John Wiley & Sons, 1999. - 660 p.
2. Джумабаев Д.С. Признаки однозначной разрешимости линейной краевой задачи для обыкновенных дифференциальных уравнений // Журнал вычислительной математики и математической физики. 1989. Т.29, №1. С.50-66.
3. Орумбаева Н.Т. Об одном алгоритме нахождения решения периодической краевой задачи для системы гиперболических уравнений // Сибирские электронные математические известия. – Т.10. – Новосибирск, 2013. // <http://semr.math.nsc.ru/conru.html>.

РЕДУКЦИОННЫЙ ПОДХОД К МОДЕЛИРОВАНИЮ УПРАВЛЕНИЙ МАГНИТОЛЕВИТИРУЮЩЕГО ПОЕЗДА

Поляков В.А., Хачапуридзе Н.М.

*Институт транспортных систем и технологий
Национальной академии наук Украины (Украина)*

Введение. Естественные возмущения магнитолевитирующего поезда (МЛП) не предсказуемы. Что бы его результирующее движение было желаемым, он подвергается искусственным управлениям. Обычно, это – тяговые (ТС), левитационные (ЛС) и направляющие (НС) силы [1].

Актуальность исследования. Рациональный способ создания таких сил – использование линейного синхронного двигателя (ЛСД), состоящего из сверхпроводящих подвижных (СПК) и трёхфазных неподвижных (ТНК) контуров, в сочетании с неподвижными же дискретными путевыми контурами (ДПК) [1]. Упомянутые усилия – это результат электромеханического энергопреобразования при взаимодействии полей токов СПК и ТНК, а также ДПК. Паттерном ТС, ЛС или НС является взаимодействие тока элемента СПК с полем токов ТНК, или ДПК. Любое такое взаимодействие может быть описано выражением закона Ампера [2]:

$$f_{\lambda\chi} = l_{\lambda\chi} \cdot i^{\lambda\chi} \cdot B_{\lambda\chi} \cdot \sin \alpha_{\lambda\chi}, \quad (1)$$

где $f_{\lambda\chi}$ – сила, действующая на χ -ый элемент λ -го СПК; $l_{\lambda\chi}, i^{\lambda\chi}, B_{\lambda\chi}, \alpha_{\lambda\chi}$ – длина элемента, ток в нём, индукция поля, в котором он находится, а также угол между $\vec{i}^{\lambda\chi}$ и $\vec{B}_{\lambda\chi}$.

Постановка задачи. Расчётные схемы СПК, ТНК и ДПК приняты, соответственно, в виде набора гальванически не связанных токопроводящих прямоугольных рамок, соответствующих контурам криомодулей, трёхфазной электрической сети, каждой фазе которой соответствует отдельный контур, а также пар идентичных прямоугольных катушек, соединённых согласно нуль-поточной схеме как между собой, так и с парой катушек, расположенной соосно, но на иной стороне поезда [1]. В произвольный момент времени, ТС, ЛС или НС определимы как векторные суммы величин $\vec{f}_{\lambda\chi} \forall \lambda \in \overline{[1, N]}, \chi \in \overline{[1, 4]}$, каждая из которых – это результат взаимодействия поля тока одного из элементов СПК с полем токов ТНК, или ДПК. В последнем выражении, N – число криомодулей МЛП.

Взаимодействие СПК с ТНК, или ДПК описуемо уравнениями второго закона Кирхгофа [2], которым в инерциальной системе отсчёта $Q\varepsilon^\rho \forall \rho \in \overline{[n_{fc}, n_{lc}]}$ (n_{fc}, n_{lc} – номера первого и последнего из рассматриваемых контуров), может быть придан вид:

$$u_\rho = L_{\rho\rho} \cdot \frac{d}{dt} i^\rho + L_{\rho\mu} \cdot \frac{d}{dt} i^\mu + r_\rho \cdot i^\rho \forall \rho, \mu \in \overline{[n_{fc}, n_{lc}]}, \quad (2)$$

где $u_\rho, L_{\rho\rho}, L_{\rho\mu}, r_\rho \forall \rho, \mu \in \overline{[n_{fc}, n_{lc}]}$ – результирующие э. д. с., собственные и взаимные индуктивности, а также омические сопротивления контуров; $i^\rho, i^\mu \forall \rho, \mu \in \overline{[n_{fc}, n_{lc}]}$ – токи в них; t – текущее время.

СПК движутся относительно ТНК и ДПК. Поэтому многие из величин $L_{\rho\rho}, L_{\rho\mu} \forall \rho, \mu \in \overline{[n_{fc}, n_{lc}]}$ имеют циклически изменяющиеся во времени значения. Это, в свою очередь, приводит к нестационарности коэффициентов уравнений (2) и, в конечном итоге, существенно затрудняет исследование динамики системы [3]. С целью устранения указанного недостатка, реализацию слагающих ТС, ЛС и НС МЛП следует исследовать относительно координатных систем, в каждой из которых рассматриваемый СПК и учитываемые во взаимодействии с ним ТНК, а также ДПК условно взаимно неподвижны. В таком качестве, удобнее всего принять отсчётные системы $C_\lambda \eta^\mu \forall \lambda \in \overline{[1, N]}, \mu \in \overline{[1, 3]}$, каждая

из которых жёстко связана с λ -ым СПК. Инерциальными $C_\lambda \eta^\mu \forall \lambda \in [\overline{1, N}], \mu \in [\overline{1, 3}]$, в общем случае, не являются. В то же время, весьма желательно [4], чтобы уравнения, описывающие динамику электромагнитного компонента взаимодействия СПК с ТНК и ДПК, имели тензорный характер. Такие уравнения могут быть получены [5], из равенств типа (2) путём замены в них локальных производных $\frac{d}{dt}$ абсолютными $\frac{D}{dt}$, а также перехода к координатам $\eta_\lambda^\mu \forall \lambda \in [\overline{1, N}], \mu \in [\overline{1, 3}]$. Соотношение между упомянутыми производными, как известно, имеет вид [5]:

$$\frac{D}{dt} \eta_\alpha^\mu = \frac{d}{dt} \eta_\alpha^\mu + e_{\mu\alpha\nu} \cdot \omega_\alpha \cdot \eta_\alpha^\nu \forall \mu, \nu \in [\overline{1, 3}], \quad (3)$$

где $e_{\mu\alpha\nu} \forall \mu, \nu \in [\overline{1, 3}], \omega_\alpha$ – символ Леви-Чивита, а также вектор угловой скорости вращения $C_\alpha \eta^\mu \forall \mu \in [\overline{1, 3}]$.

Переход к координатам $\eta_\alpha^\mu \forall \mu \in [\overline{1, 3}]$ осуществим согласно выражениям:

$$\eta_\alpha^\mu = \mathcal{G}_\rho^\mu \cdot \varepsilon^\rho \forall \rho \in [\overline{n_{fc}, n_{lc}}]; \mu \in [\overline{1, 3}], \quad (4)$$

где \mathcal{G}_ρ^μ – матрица преобразования координат:

$$\mathcal{G}_\rho^\mu = \frac{\partial \eta_\alpha^\mu}{\partial \varepsilon^\rho} \forall \rho \in [\overline{n_{fc}, n_{lc}}]; \mu \in [\overline{1, 3}]. \quad (5)$$

Выражения для связей вида

$$\eta_\alpha^\mu = \eta_\alpha^\mu(\varepsilon^\rho) \forall \rho \in [\overline{n_{fc}, n_{lc}}]; \mu \in [\overline{1, 3}] \quad (6)$$

могут быть получены исходя из того, что [3], в процессе описываемого координатного преобразования, его инвариантами являются амплитуды токов в рассматриваемых контурах, а также их э. д. с.

После указанных преобразований, соотношения (2) приобретают вид

$$u_\rho = L_{\rho\rho} \cdot \left(\frac{d}{dt} i^\rho + e_{\rho\alpha\nu} \cdot \omega_\alpha \cdot i^\nu \right) + L_{\rho\mu} \cdot \left(\frac{d}{dt} i^\mu + e_{\mu\alpha\theta} \cdot \omega_\alpha \cdot i^\theta \right) + r_\rho \cdot i^\rho \forall \rho, \nu, \mu, \theta \in [\overline{1, 3}] \quad (7)$$

Эти уравнения являются тензорными и имеют постоянные коэффициенты, что радикально упрощает моделирование ТС, ЛС и НС МЛП.

Результаты исследования. Вывод. Редуцированы уравнения электродинамики тягового и левитационно-направляющего узлов МЛП, являющиеся ключевыми при моделировании его основных управляющих воздействий. Использование результатов работы в исследованиях динамики МЛП будет способствовать существенному повышению их эффективности при одновременном сокращении ресурсоёмкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Высокоскоростной магнитный транспорт с электродинамической левитацией / В. А. Дзензерский, В. И. Омеляненко, С. В. Васильев, В. И. Матин, С. А. Сергеев – К.: Наук. думка, 2001. – 479 с.
2. Бессонов Л.А. Теоретические основы электротехники: Электрические цепи / Л. А. Бессонов – М.: Высш. шк., 1996. – 578 с.
3. Электрические машины (специальный курс) / Г. А. Сипайлов, Е. В. Кононенко, К. А. Хорьков – М.: Высш. шк., 1987. – 287 с.
4. Крон Г. Применение тензорного анализа в электротехнике / Г. Крон – М., Л.: Госэнергоиздат, 1955. – 275 с.
5. Рашевский П. К. Риманова геометрия и тензорный анализ / П. К. Рашевский – М.: Наука, 1967. – 644 с.

МОДЕЛЮВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ НЕСУЧИХ ВУЗЛІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Попович П.В., Шевчук О.С., Гаврон Н.Б.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Найбільш характерними відмовами несучих систем всіх моделей транспортних с/г машин є тріщини в зварних з'єднаннях рам [1-3], деформації і тріщини днища, лонжеронів і поперечини. Практично у всіх причепів, несуча система при напрацюванні 22-30% від терміну служби до капітального ремонту, має відмови. Причини і час відмов обумовлюються рядом різних дій, які мають випадковий характер на об'єкт дослідження. Множина причин переходу металоконструкції у стан відмови дає можливість зробити висновок про причинно – наслідковий комплекс подій, які спричиняють відмови. Аналіз структури комплексу відказів є важливою складовою комплексної системи з забезпечення надійності і живучості несучих рам сільськогосподарських причепів. В цілому, домінуючими причинами відмов металоконструкцій є дефекти виготовлення (етап виробництва), а також помилки у проектах (етап проектування), сумарний процент відмов спричинених недостатнім рівнем якості проектування і виробництва може досягати більше 60% [1-3]. При визначенні характеристик втомного руйнування несучих систем транспортних засобів доцільно проводити експериментальні випробування повномасштабних моделей вузлів з урахуванням експлуатаційних середовищ для досліджуваного типу транспортних засобів, які обмежують надійність об'єкту, отже, випробування на втомну міцність мають викликати руйнування металоконструкції в якісній і кількісній відповідності параметрів з експлуатаційними характеристиками. Це забезпечується на етапі підготовки розрахунком та реалізацією співвідношень заданих параметрів установки і геометрії випробовуваних вузлів. Для наближення стендового навантаження до експлуатаційного проведено моделювання вузлів з'єднання з закритих тонкостінних профілів з врахуванням особливостей стисненого кручення [4-8]. Моделюється вузол з брусів, які перетинаються і виготовлені з квадратних тонкостінних труб з збереженням геометричних розмірів поперечних перетинів елементів реальної рами і технології їхнього з'єднання, причому для забезпечення стисненого кручення, і як наслідок складної просторової деформації, які відповідають реальним умовам експлуатації консоль виконана для тонкостінної труби. Максимальні напруження визначаються шляхом тензометрування, їхнє співвідношення з напруженнями в перетині моделі контролюється тензодатчиками.

Складені за допомогою функцій впливу загальні рівняння θ , θ' , B та зовнішнього навантаження M будуть мати невідомі початкові параметри θ_0 , θ_0' , B_0 та M_0 . Їх визначають з умов закріплення [9-12].

При $\theta_L = 0$, $\theta_L' = 0$:

$$B_0 = \frac{M(kl + k(L-l)ch(kL) - kLch(k(L-l)) + sh(kl) - sh(kL) + sh(k(L-l)))}{k(2 - 2ch(kL) + kLsh(kL))}, \quad (1)$$

$$M_0 = \frac{M \left[sh\left(\frac{kL}{2}\right) - sh\left(k\left(l - \frac{L}{2}\right)\right) - k(L-l) \cdot ch\left(\frac{kL}{2}\right) \right]}{kL \cdot ch\left(\frac{kL}{2}\right) - 2sh\left(\frac{kL}{2}\right)}. \quad (2)$$

Невідомі бімомент B_L і напруження σ характеризуються

$$B_L = B_0 \cdot ch(kL) + M_0 \cdot \frac{sh(kL)}{k} + M \cdot \frac{sh(k(L-l))}{k}, \quad (3)$$

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \frac{\partial \omega}{\partial z} = E \cdot \varpi \cdot f'(z). \quad (4)$$

Система рівнянь, яка описує НДС тонкостінного стержня:

$$\begin{cases} \alpha_y \cdot \int_F x^2 dF - \alpha_x \cdot \int_F yx dF + \beta \cdot \int_F zx dF + \int_F \omega_0 x dF = 0; \\ \alpha_y \cdot \int_F xy dF - \alpha_x \cdot \int_F y^2 dF + \beta \cdot \int_F zy dF + \int_F \omega_0 y dF = 0; \\ \alpha_y \cdot \int_F xz dF - \alpha_x \cdot \int_F yz dF - \beta \cdot \int_F z^2 dF + \int_F \omega_0 z dF = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Отже, для реалізації в умовах стендових випробувань навантаження, адекватного експлуатаційному, при відомих напруженнях, необхідно забезпечити параметри які визначаються з вказаних залежностей.

ЛІТЕРАТУРА

1. Щурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных тракторных средств / Диссерт. докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423с.
2. Классификатор отказов тракторных прицепов. – Центральная МИС, Солнечногорск, 1975. – 46 с.
3. Оптимизация конструктивных параметров несущих металлоконструкций прицепов: Отчет. / Оренбургский политехнический институт.: Руководители работы Е А. Бондаренко, К. Е Щурин. - N ГР 01890006482: Оренбург, 1989. – 95 с.
4. Popovych. P. V. The service life evaluation of fertilizer spreaders undercarriages / P. V., Popovych; O. L., Lyashuk; I. S., Murovanyi; V. O., Dzyura; O. S., Shevchuk; V. D., Myndyuk // INMATEH – Agricultural Engineering . Sep-Dec 2016, Vol. 50, Issue 3, pp.39–46.
5. Popovych. P. V. Influence of organic operation environment on corrosion properties of metal structure materials of vehicles/ Popovych P.V., Lyashuk O.L., Shevchuk O.S., Tson O.P., Bortnyk I. M., Poberezhna L.Ya.// INMATEH - Agricultural Engineering . 2017, Vol. 52, Issue 2, pp.113–119.
6. Расчетно-экспериментальная оценка долговечности несущих систем /В.И. Миркитанов и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1988. №7. – С.44–45.
7. Власов В. З. Тонкостенные упругие стержни. – М.: Физматгиз, 1959. -408 с.
8. Popovich P.V. Influence of Operating Media on the Fatigue Fracture of Steels for Elements of Agricultural Machines / R. A. Barna, P. V. Popovich // Materials Science . – 2014.– Vol. 50, 3. – pp. 377-380. (Scopus).
9. Popovich P.V. The influence of Operating Environments on Fatigue Crack Grown Resistance of Steels for Elements of Agricultural Machines / R. A. Barna, P. V. Popovich, R. I. Vovk // Materials Science . – 2015. – Vol. 50, 4. – pp. 621–625.
10. Щурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных тракторных средств/ Диссерт. докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423с.
11. Классификатор отказов тракторных прицепов. – Центральная МИС, Солнечногорск, 1975. – 46 с.
12. Оптимизация конструктивных параметров несущих металлоконструкций прицепов: Отчет. / Оренбургский политехнический институт.: Руководители работы Е А. Бондаренко, К. Е Щурин. – N ГР 01890006482: Оренбург, 1989. – 95 с.

МОДЕЛЮВАННЯ КОМПОНОВКИ ПРИ РОЗРОБЛЕННІ КАНАТНИХ МУФТ ДЛЯ СУДНОВИХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРІВ

Проценко В.О., Настасенко В.О., Клементьєва О.Ю.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Муфти дизель-генераторів працюють у складних умовах вібраційних навантажень та мають специфічні умови компонування – сполучають зазвичай маховик дизеля великого діаметру з ведучим валом електричного генератора. Муфти дизель-генераторів з огляду на це повинні мати якнайбільше демпфування і при цьому мати обмежену кутову піддатливість з метою уникнення інтенсивних механічних коливань і як наслідок коливань частоти струму, що виробляється генератором. З огляду на викладене, у дизель-генераторах енергетичних установок сучасних суден отримали муфти фірми Vulkan типу Vulastik (рис. 1, а). Ними оснащуються агрегати з дизелями MAN B&W, CAT, MTU та ін. Такі муфти мають значне демпфування але разом із тим і гостру проблему відведення тепла, що виділилось в пружному елементі. Це є проблемою через низький коефіцієнт теплопровідності матеріалу пружних елементів (для гуми $\lambda \approx 0,1$ Вт/(м×К)) і відповідно працездатність пружні елементи таких муфт і подібних до них втрачають через перегрівання та втомне руйнування пружних елементів.

Для уникнення проблеми перегрівання при збереженні здатності до демпфування коливань авторами розроблено та запатентовано ряд конструкцій муфт з канатними елементами. Застосування в цих конструкціях сталевих канатів повинно зняти проблему перегрівання пружних елементів за рахунок двох причин: високої теплопровідності сталі ($\lambda \approx 50$ Вт/(м×К)) та можливості охолодження канатів у муфті потоком набігаючого під час обертання муфти повітря.

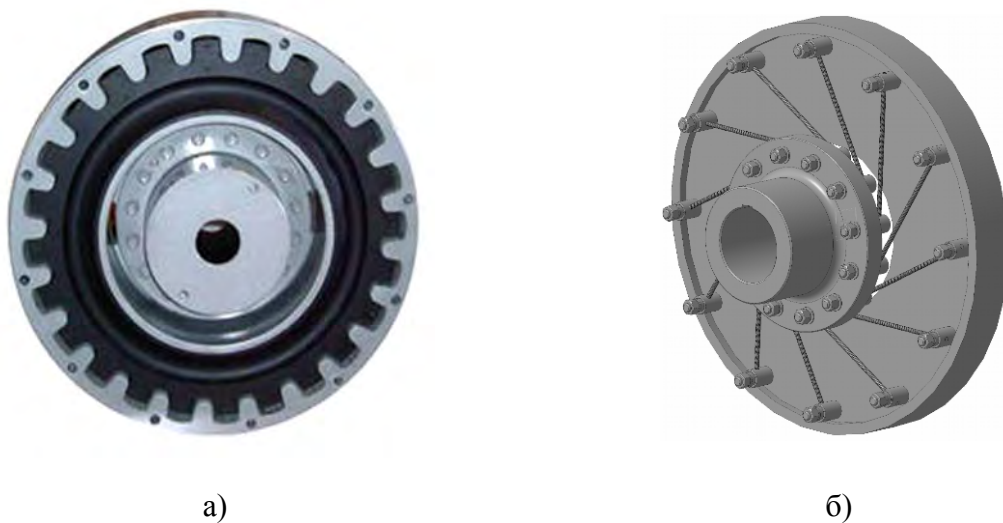


Рисунок 1. Базова муфта Vulkan Vulastik (а) та муфта з канатними пружними елементами (б) для сполучення двигуна MTU12V4000 з генератором

Авторами розроблено методику геометричного, силового та міцнісного розрахунку муфт з канатними пружними елементами тангенціального розташування для оснащення нереверсивних головних та допоміжних двигунів. З метою ілюстрації перспектив використання результатів наведених теоретичних досліджень було виконано розрахунок муфти з торцевими канатами тангенціального розташування для сполучення дизеля MTU12V4000 з електрогенератором на заміну базової муфти Vulkan Vulastik (рис. 6, а). Номінальний момент дизеля, який передає муфта $T = 8917$ Нм. Розрахунок показав, що в новій муфті достатньо застосовувати $z = 12$ канатів 6×19 ГОСТ 2688 діаметром $d_k = 7,6$ мм. Було виконане чисельне моделювання для проектованої муфти при різних значеннях кута

монтажного зміщення напівмуфт ζ які дали можливість побудувати графік залежності зазорів k_3 та k_4 [1] а також сили натягу каната F_n від кута ζ (рис. 2) за умови застосування канатів 6×19 ГОСТ 2688 діаметром $d_k = 7,6$ мм при діаметрі втулок $d_{em} = 32$ мм. Перші три умови на графіку не відображені, оскільки вони виконуються у всіх випадках співвідношення конструктивних параметрів. Розрахунок показує, що мінімальний натяг канатів F_n буде забезпечено при величині кута монтажного зміщення напівмуфт близько $\zeta = 63,62^\circ$, однак при такому значенні кута ζ не буде забезпечено зазор k_4 оскільки розрахункова його величина становитиме близько $-2,6$ мм, тобто матиме місце інтерференція втулок і канатів і не буде виконано п'яту умову існування муфти [2], яка в цьому випадку буде границею компоновочних обмежень. Позитивне значення зазора k_4 буде забезпечено при кутах ζ понад 48° . Однак з цього ж графіка очевидно, що зменшувати кут ζ менше 25° є недоцільно, оскільки при цьому різко зростає натяг канатів F_n . Таким чином рис. 2 являє собою фактично блокуючий контур для розробленої муфти, який дозволяє вибирати її розміри при проектуванні чи виконувати оцінку отриманих результатів. За результатами розрахунків сконструйована муфта (рис. 1, б) у якій закладене значення кута $\zeta = 50^\circ$, величина зазора k_4 в цьому випадку знаходиться близько 16 мм, зазор k_3 забезпечено у всьому діапазоні кутів ζ .

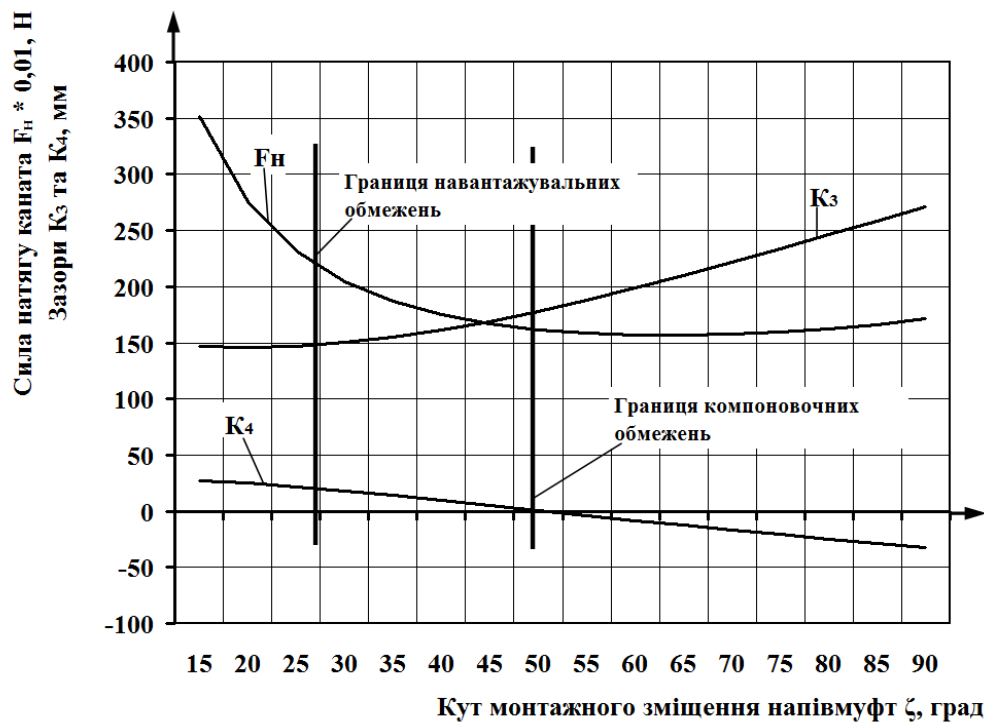


Рисунок 2. Графік залежності зазорів k_3 та k_4 , а також сили натягу каната F_n від кута монтажного зміщення напівмуфт ζ для муфти дизель-генератора MTU12V4000

ЛІТЕРАТУРА

1. Проценко В.О. Особливості компоновки муфт з торцевою установкою канатів тангенціального розташування / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Тем вип.: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. - №. 23 (1195) – С. 134-137.
2. Проценко В.О. Геометричні умови існування муфти з торцевими канатами тангенціального розташування / В.О. Проценко, М.В. Бабій, О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон: ХДМА. – 2015. - № 1(12) – С. 226 - 231.

К ВОПРОСУ ВЫЧИСЛЕНИЯ ФИЗИЧЕСКОГО ИЗНОСА ДЛЯ ОЦЕНКИ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ СТАТИСТИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

Рамазанов М.Т., Космакова М.Т.

*Карагандинский государственный университет
имени академика Е.А.Букетова (Казахстан)*

Введение. Как известно, во многих отраслях экономики степень износа основных фондов находится в интервале от 38 до 65 %, и дальнейшее ухудшение технического состояния активов, особенно в энергетике, чревато катастрофическими последствиями. Для обновления сильно изношенных материальных активов требуются значительные финансовые средства и время. Для менее изношенных активов необходимы профилактические работы при наличии реальной оценки износа. Регулярные оценочные работы требуют дополнительных затрат и времени. Поэтому важной предпосылкой оценочных работ является прогнозирование времени наступления определенной величины износа, после которого эксплуатация комплекса или его отдельных единиц нецелесообразна. При умелом сочетании прогнозных и профилактических мероприятий можно будет регулировать и величину износа. При этом экономия финансовых средств и времени очевидна.

Актуальность исследований. Каждая единица технологического оборудования автосервиса как изделие машиностроения представляет собой иерархическую систему, охватывающую некоторую совокупность конструктивных и функциональных элементов. Эти элементы находятся в определенной взаимосвязи внутри системы и обеспечивают ее функционирование. Внутренние связи между элементами определяют структуру системы. В силу конструктивных особенностей технологического оборудования и из-за воздействия различных факторов, приводящих к деструктивным изменениям в конструкции объекта, износ различных конструктивных систем и элементов объекта происходит неравномерно, поэтому расчет показателя общего износа всегда ведется поэлементно.

В соответствии с данным методом выделяется ограниченное число, как правило, до 10 основных элементов (блоков, систем, агрегатов) объекта оценки, суммарная стоимость которых составляет до 90% его общей стоимости. Затем рассчитывается физический износ и стоимость в новом состоянии каждого из указанных агрегатов, а также общий физический износ и стоимость в новом состоянии невыделенной части комплектующих объекта оценки. На основании указанных предварительных расчетов определяется общий физический износ объекта оценки. В настоящей статье предлагается усовершенствование метода поэлементного расчета физического износа.

Постановка задачи. На величину износа влияет целый ряд факторов, который обычно оценивают специалисты. Внешне он выражается в повреждениях и дефектах конструкций (появление царапин и задиоров на сопрягаемых поверхностях, окисление изнашиваемой поверхности и др.). По основным признакам для предварительной оценки износа объекта можно установить его общее состояние. Также износ деталей ведет к уменьшению надежности машины в целом — машина работает с перебоями, что снижает коэффициент ее использования в течение смены, месяца, года. Иногда износ отдельных деталей делает невозможной дальнейшую работу машины либо сама машина представляет опасность для жизни человека. В этом случае важно установить предельно допустимые износы в деталях и сборочных единицах, что позволит исключить работу машин на износ. Также важно определить аварийный (прогрессирующий) износ.

Ключевым звеном системной технологии оценки, предложенной Елисеевым[1], является финансово-аналитическая модель оценки бизнеса (*ФАМ*), суть которой состоит в том, что она позволяет произвести расчет стоимости предприятия, созданной его прошлой деятельностью, и оценить возможность увеличения будущих доходов.

Эту же идею можно использовать при оценке физического износа оборудования, оценивая физический износ отдельного значимого элемента при учете имеющихся данных об износе других элементов здания как системы с условием, что в будущем износ всей системы составит установленную величину. Также можно определить при указанных условиях время наступления установленной величины износа системы, разумеется, с определенной долей вероятности или можно определить доверительный интервал означенного времени. Учитывая человеческий фактор (изношенная машина представляет опасность для жизни человека!), значением времени наступления опасной величины износа принимается нижняя граница доверительного интервала. Таким образом можно спрогнозировать разрушения и предотвратить человеческие жертвы.

Задача состоит в построении модели зависимости объясняемой переменной «физический износ объекта» (Y) от объясняющих переменных «износ элемента 1» (X_1) и «износ элемента 2» (X_2) и т.д. Надо найти оценки коэффициентов модели

$$Y_t = \beta_0 + \beta_1 X_{t,1} + \beta_2 X_{t,2} + \dots + \beta_k X_{t,k} + \varepsilon_t.$$

Результаты исследований. Для определения зависимости физического износа системы (оборудования) от времени можно применить метод наименьших квадратов. Предварительно указанным методом получают уравнение зависимости от времени износа каждого конструктивного элемента системы (электродвигатель, передаточный механизм, устройство (механизм) включения и т.п.). Полученные уравнения нужно подставить в выведенное ранее уравнение.

После несложных преобразований получают требуемую модель зависимости износа объекта от времени. После задания критической величины физического износа объекта можно найти значение времени, после которого эксплуатация объекта опасна.

Недостатком предложенной модели является парная (или даже множественная) зависимость объясняющих переменных (например, вследствие деформации вала электродвигателя увеличивается износ передаточного механизма). Устранить указанный недостаток можно построением модели зависимости физического износа объекта от времени в виде системы взаимосвязанных (одновременных) уравнений, а точнее, системы рекурсивных уравнений – когда зависимая переменная y одного уравнения выступает в виде фактора в другом уравнении.

$$y_1 = a_{11} \cdot t + \varepsilon_1,$$

$$y_2 = b_{21} \cdot y_1 + a_{21} \cdot t + \varepsilon_2.$$

и т.д. Очевидно, что в последнем уравнении зависимой переменной является «износ объекта». Более сложная модель для определения зависимости износа здания от времени получается при использовании взаимосвязанных (совместных) уравнений – когда одни и те же зависимые переменные в одних уравнения входят в левую часть, а в других – в правую.

Выводы. Такая модель имеет право на существование, т.к. конструктивные элементы системы взаимосвязаны, а, следовательно, есть связь и между их износами.

Имеется аппарат и решения таких систем, и нахождения параметров системы (косвенный метод наименьших квадратов или двухшаговый метод наименьших квадратов). [2]. В итоге получаем уравнение зависимости физического износа от времени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Елисеев В.М. Системная технология оценки стоимости крупных производственных комплексов. – Новосибирск: ИЭОПП СО РАН, 2004.
2. Елисеева И.И. и др. Практикум по эконометрике. – Москва: Финансы и статистика, 2003.

ВИЯВЛЕННЯ ДЕФЕКТІВ ДИНАМІЧНОГО РОЗБАЛАНСУВАННЯ ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Степанчиков Д.М.

Херсонський національний технічний університет (Україна)

Одним з найбільш розповсюджених дефектів динамічного розбалансування у вітроенергетичних установках (ВЕУ) є розбалансування вала/лопаті, яке відбувається, коли маса вузлів ВЕУ нерівномірно розподілена відносно ротора. Розбалансування лопаті може бути викликане похибками при виробництві, недосконалістю конструкції, зносом і втотою при тривалій роботі, обмерзанням поверхні лопаті. Іншим розповсюдженим дефектом ВЕУ є аеродинамічна асиметрія, яка виникає, коли обертальний момент нерівномірно розподілений між лопатями. Цей дефект може бути викликаний декількома факторами, серед яких сильний вітровий зсув і похибки у механізмах керування [1].

Два описані дефекти динамічного розбалансування ВЕУ моделюються і порівнюються з нормальним режимом роботи. Розбалансування лопаті моделюється масштабуванням маси однієї лопаті, що створює нерівномірний розподіл маси відносно ротора. Аеродинамічна асиметрія моделюється корегуванням кута повороту однієї лопаті, що створює нерівномірний обертальний момент на роторі. Вихідна електрична потужність генератора ВЕУ реєструється у кожному випадку. Дані перетворюються у частотну залежність при використанні методу спектральної густини потужності (PSD – power spectrum density), щоб отримати сигнатуру і характеристичну частоту кожного дефекту.

Коли відбувається дефект динамічного розбалансування ВЕУ, на валу з'являється додаткова сила F_{im} . При розбалансуванні лопаті ця додаткова сила є відцентровою і може бути описана рівнянням [2]

$$F_{im} = m_R r_R \omega^2, \quad (1)$$

де m_R – еквівалентна маса розбалансування, r_R – відстань між еквівалентною масою розбалансування і центром вала, ω – швидкість обертання вала.

При аеродинамічній асиметрії еквівалентна сила F_{im} на валу дорівнює [2]

$$F_{im} = T_a / r_a \quad (2)$$

де T_a – обертальний момент, який створюється аеродинамічною асиметрією, r_a – еквівалентна довжина плеча сили.

Під час обертання ВЕУ з розбалансуванням на валу вібрація системи внаслідок дефекту знаходиться головним чином у горизонтальному напрямку внаслідок більшої жорсткості системи у вертикальному і меншій у горизонтальному напрямках. Горизонтальну складову сили F_c можна описати наступним чином [2]

$$F_c = F_{im} \sin(\omega t + \varphi) \quad (3)$$

де φ – початкова фаза. Отже, вібрація на частоті обертання ВЕУ з'являється у обертальному моменті вала. В усталеному режимі механічна сила дорівнює електричній силі, яка у свою чергу пропорційна до електричної потужності. Тому ω -компонента також з'являється у сигналі вихідної електричної потужності ВЕУ.

Розрахунки проводили у Simulink, де було створено модель горизонтально-осьової трилопатної вітротурбіни на 10 кВт з синхронним генератором на постійних магнітах, а також модель вітрового навантаження. Кожне моделювання триває упродовж 30 с. Вихідна електрична потужність реєструється у часовій області, PSD – сигнал електричної потужності отримується за допомогою відповідних засобів Simulink. При моделюванні ВЕУ експлуатується в умовах змінної швидкості вітру. Основна робоча частота генератора ВЕУ обрана рівною 240 об/хв. або $\omega = 4$ Гц.

Спочатку моделюється випадок нормального функціонування ВЕУ – базовий випадок. На рис.1,2 видно, що ніякого збудження на PSD-кривій при частоті ω не

спостерігається у цьому випадку. Далі, маса однієї лопаті змінюється на -1 %, +2 %, -3 %, и +4 %, у той час, як маси інших двох лопатей тримаються незмінними. Чотири сценарії розбалансування лопаті і базовий випадок порівнюються у частотній області. Результати PSD-аналізу представлені на рис.1.

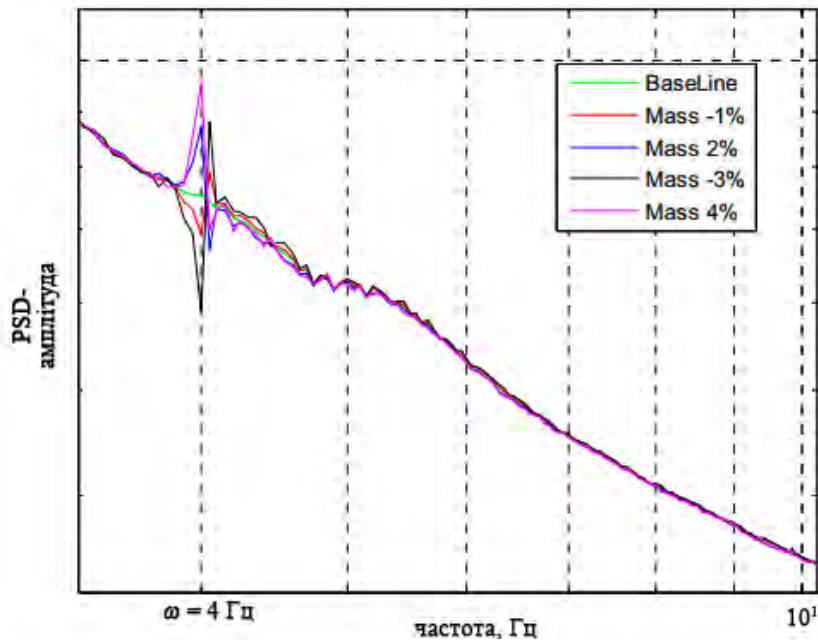


Рисунок 1. Порівняння розбалансування лопаті ВЕУ з нормальним режимом роботи поблизу базової частоти обертання ротора.

Як видно з рис.1 характеристична частота розбалансування лопаті дорівнює базовій частоті обертання ротора ВЕУ. Крім того величина збудження PSD-сигналу електричної потужності на базовій частоті залежить від ступеня розбалансування лопаті: для більшого розбалансування маємо більшу величину збудження на базовій частоті.

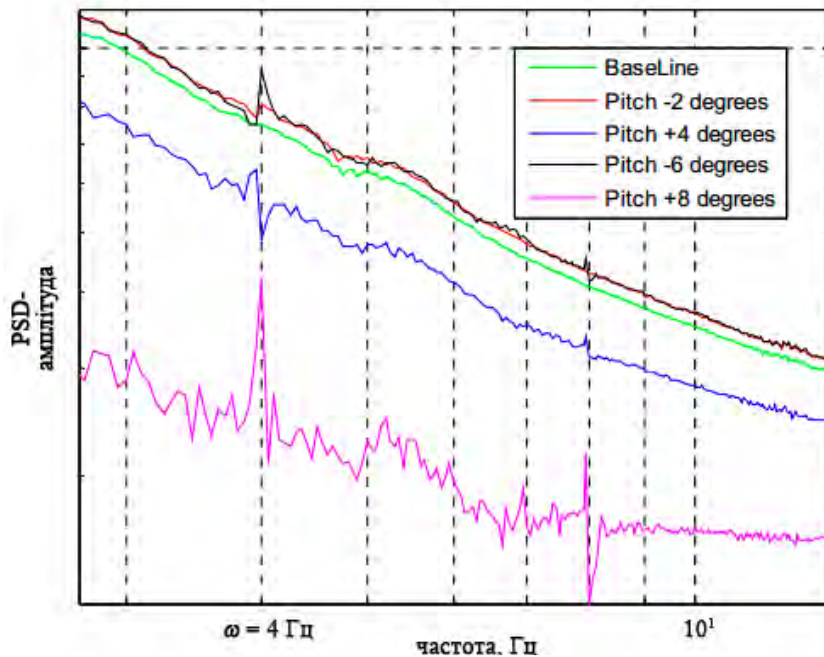


Рисунок 2. Порівняння аеродинамічної асиметрії ВЕУ з нормальним режимом роботи поблизу базової частоти обертання ротора.

Щоб моделювати аеродинамічну асиметрію ВЕУ кут повороту однієї лопаті змінювали на -2°, +4°, -6°, і +8°, у той час як кут повороту двох інших лопатей тримали

незмінним. Чотири сценарії аеродинамічної асиметрії і базовий випадок порівнюються у частотній області. Результати PSD-аналізу представлені на рис.2.

Характеристична частота аеродинамічної асиметрії знаходиться біля базової частоти обертання ротора. Чим більше кут повороту лопаті, тим більша амплітуда збудження PSD-сигналу на базовій частоті. Крім того, зменшення кута повороту лопаті приводить до зростання електричної потужності, а отже, до збільшення величини PSD-сигналу.

При використанні запропонованого методу дефекти розбалансування ВЕУ можна не тільки знаходити, але й визначати кількісно за величиною локалізації і амплітудою збудження на базовій частоті обертання ротора на PSD-залежностях.

ЛІТЕРАТУРА

1. Joshuva A. Fault diagnostic methods for wind turbine: a review/ A. Joshuva, V. Sugumaran // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. – 2016. – V.11(7). – p.4654-4668.
2. Jiang D. Theoretical and experimental study on wind wheel unbalance for a wind turbine / D. Jiang, Q. Huang, L. Hong // World NonGrid-Connected Wind Power and Energy Conference, Sept. 24-26, 2009.

АЛЬТЕРНАТИВНЫЙ СПОСОБ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ТРАНСПОРТНЫХ ДВС

Шалапко Д.О., Пирисунько М.А., Топчий Р.В., Фаллер Е.В.

*Национальный университет кораблестроения
имени адмирала Макарова (Украина)*

Термодинамические показатели современных поршневых ДВС близки к предельному теоретически возможному уровню. Однако при этом превращается в полезную работу не более 45-46 % термохимической энергии топлива. Остальная теплота, выделившаяся при сгорании топлива, «теряется» либо с поверхности двигателя и его систем, либо с уходящими из него отработавшими газами (ОГ). Значительная часть «потерь» приходится именно на ОГ. В дизелях они составляют 85...110 % по отношению к эффективной мощности, в двигателях с принудительным воспламенением топлива превосходят ее на 25...45 %.

Утилизация теплоты отходящих газов турбопоршневых двигателей занимает ведущую позицию в развитии современных ДВС. Для этих целей разрабатывается множество вариантов:

- утилизационные котлы;
- теплогенераторы;
- турбокомпаундные схемы;

Существует ряд технических систем, которые могут быть использованы для утилизации теплоты ОГ ДВС с целью трансформации ее в работу. Особый интерес представляет возможность применения тепловой энергии отработавших газов для обеспечения работы двигателя Стирлинга (ДС). В свою очередь ДС будет являться приводным двигателем, работающим на генератор. В научной литературе применение такого рода систем имеет название стирлинг-электрическая установка (СЭУ).

Эффективность применения таких установок во многом определяется совершенством системы передачи теплоты от ОГ к рабочему телу ДС, которая должна обеспечить стабильную температуру нагревателя стерлинга и постоянство скоростного режима СЭУ независимо от колебаний температуры ОГ, работающего на переменных режимах ДВС.

Основными сложностями при рассмотрении возможности применения СЭУ на существующих транспортных средствах является создание качественной передачи тепловой энергии в виде теплообменника между отработавшими газами и рабочей камерой ДС, подбор промежуточного теплоносителя, и определение технико-экономических характеристик данной установки.

Основная цель работы – рассмотрение возможности применения СЭУ в системе газоотвода транспортного ДВС при помощи промежуточного теплоносителя для утилизации теплоты ОГ. Полученную эклектическую энергию возможно использовать в зависимости от рода транспортного средства, как в чистом виде, так и для применения в гибридных силовых установках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Двигатели Стирлинга / В.Н. Даниличев, С.И. Ефимов, В.А. Звонок и др.; под ред. М.Г. Круглова. – М.: «Машиностроение», 1977.
2. Двигатели Стирлинга. Пер. с англ. Под ред. В.М. Бродянского. - М.: Мир, 1975.
3. «Двигатель с внешним подводом теплоты». Патент №2105156 от 23 июня 1995 г., РФ.
4. Уокер Г. Двигатели Стирлинга: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1985.
5. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга: Пер. с англ. - М.: Энергия, 1978.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СТРУКТУРНЫХ МОДЕЛЕЙ ПРЕДВЕСТНИКОВ АКУСТИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ ОТ РАЗВИВАЮЩИХСЯ ДЕФЕКТОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ

Шарко А.А.

Херсонский национальный технический университет (Украина)

Метод акустической эмиссии (АЭ) позволяет в реальном масштабе времени проводить исследования кинетики объёмной структурной перестройки на различных стадиях деформации материалов. В материалах, которые находятся в состоянии далеко от равновесия, происходит самоорганизация и эволюция диссипативных структур, которые развивается в строгой иерархической последовательности [1, 2]. Первичные деструктивные кинетические процессы составляют переходную стадию в общем процессе развития дефектов, тогда как разрушение материалов составляет завершающую фазу соответствующую полному исчерпыванию ресурса. Прогнозирование структурных состояний поликристаллических и композиционных материалов на основе установления связи между эволюцией дефектной структуры и кинетикой накопления повреждений. Регистрируемых методом АЭ на различных стадиях пластической деформации и разрушения, представляет не только научную, но и техническую задачу [3-5].

Простейшая одномерная модель дискретной нелокальной микроструктуры может быть представлена в виде неограниченной линейной цепочки точечных масс, соединенных упругими связями [3]. Одним из преимуществ такого подхода является возможность сопоставления рассмотрения структуры и свойств материалов объектов.

Эффективные характеристики связей могут быть найдены из потенциала взаимодействия атомов в структуре решетки. В связи с этим целесообразно применить аналитический аппарат, который позволяет в рамках единого формализма рассматривать дискретные и непрерывные модели.

В силу дискретной природы вещества дискретны и происходящие в них физические процессы. Кажущаяся непрерывность любого процесса является фактом усреднения большого числа дискретных событий. Большое количество элементарных событий, образующих их потоки, может привести к макроскопическим явлениям сопровождающим изменением энергетического состояния тела. Часть высвобождающейся энергии излучается в виде упругих волн акустической эмиссии. Если деформационное поведение материала на макроуровне можно описать на основе кривых напряжений и деформаций, то эволюцию дефектной структуры на атомном микроуровне можно описать только по изменениям структуры и свойств наноразмерных объектов. Возможный механизм образования внутренних напряжений в материалах при воздействии внешних нагрузок может быть описан с помощью эволюционных представлений теории дислокаций.

Дислокации образуются в местах, где энергия активации, необходимая для их образования, понижается вследствие концентрации напряжений. При деформации металла расстояние между атомами под действием внешних сил изменяется, линии и плоскости, проходящие через атомы, искривляются, за счёт чего искажается кристаллическая решетка. При устранении внешних сил атомы вновь занимают свои места в кристаллической решетке и материал полностью заполняет занимаемый им объем.

Энергия, требуемая для образования дислокаций длиной в одно межатомное расстояние, равна энергии, необходимой для образования в решетке одного вакантного места. В отсутствии других дислокаций или дефектов она будет перемещаться. Поэтому необходим переход от рассмотрения колебаний атомов в дискретной структуре к совокупности распространяющихся волн.

В твердом теле равновесные положения атомов фиксированы. Для очень малых длин волн, сравнимых с межатомным расстоянием, среду, в которой распространяется волна уже нельзя рассматривать как непрерывную. Поэтому в среде существует предел для частоты

упругих волн, определяющих границу дискретных преобразований структуры и непрерывных распространений сигналов АЭ.

Кроме методологических принципов подтверждения высказанных гипотез необходимы и некоторые расчетные операции обработки имеющихся опытных данных. Когда длина волны оказывается одного порядка с межатомным расстоянием a , в среде возникает дисперсия частот. Частота упругих волн, которые могут распространяться в кристаллической решетке, ограничивается значением f_0

$$f_0 = \frac{V_0}{\pi a}.$$

Скорость распространения упругих волн в твердых телах V_0 заключается в пределах от 3000 м/с до 6000 м/с и для железа составляет 5850 м/с. Для железа 1 грамм-молекула атома равен 56 г. Исходя из этого в одном грамм-молекуле вещества содержится $6.02 \cdot 10^{23}$ частиц. Это значит, что $6.02 \cdot 10^{23}$ атомов железа имеют массу 56 г отсюда масса атома железа $56 / 6.02 \cdot 10^{23} = 9.3 \cdot 10^{-23}$ г.

Расстояние между атомами железа вычисляли по формуле

$$a = \sqrt[3]{\frac{M}{N_a \rho}},$$

где $\rho = 7800$ кг/м³ – плотность железа [12]

Отсюда величина $a = 2.5 \cdot 10^{-10}$ м.

С учетом этого предельная частота кристаллической решетки f_0 равна 780 ГГц. Полученное значение гораздо больше тех частот, на которых обнаруживаются сигналы АЭ, т.е. от нескольких КГц до нескольких МГц. Таким образом среда, в которой распространяются упругие волны АЭ, инициируемые возникающими и развивающимися дефектами, может рассматриваться как сплошная среда без дисперсии.

Предложенная модель линейно – упругого континуума простой структуры с нелокальным расположением частиц может быть использована для сравнения с экспериментальными данными и прогнозирования структурных состояний поликристаллических и композиционных материалов на уровне атомных взаимодействий и повреждений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Марасанов В.В. Наноструктурные модели инициирования сигналов акустической эмиссии / В.В. Марасанов, А.А. Шарко // Наукові нотатки. Технічні науки. - 2017. - Вип. 57. - С.115-122.
2. A. Carpinteri Structural damage diagnosis and lifetime assessment by acoustic emission monitoring / A. Carpinteri, G. Lacidogna, N. Pugno // Engineering Fracture Mechanics. - 2007. - №74. - P.273-289.
3. Кунин И.А. Теория упругих сред с микроструктурой. Нелокальная теория упругости / И.А. Кунин - М.: Наука, 1975.- 416 с.
4. V. Marasanov, A. Sharko Mathematical Models for Interrelation of Characteristics of the Developing Defects with Parameters of Acoustic Emission Signals/ V. Marasanov, A. Sharko //International Fronter Science Letters. - 2016.- V.10 - P.37- 44.
5. V.A. Vinikov, A.S. Voznisenskij, K.B. Ustinov, V.L. Shkuratin // Theoretical models of acoustic emission in rocks, // Journal of Applied Mechanics and Theoretical Physics. - 2010. - №1- P.100-105.

**НОВІ МАТЕРІАЛИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

ASSESSMENT OF SUITABILITY OF SELECTED TOOL STEELS FOR INJECTION OF PA6 BASED ON ADHESIVE WEAR

Dulebova Ludmila, Brezinova Janette
Technical University of Kosice (Slovakia)

Introduction. The economy of plastic products highly depends on costs of the production tool i.e. the injection moulds. Therefore, high lifetime of the mould is mostly important in a mass production. The lifetime of mould is conditioned mainly by right choice of materials and chemical/thermal treatment processing. Properties and technology of plastics processing, mode of production, the possibility of thermal and chemical-thermal processing are influencing the choice of suitable material for mould. The lifetime of mould is influenced by design concept, dimensioning, service and stock-keeping of moulds, too. Intensive development of new types of plastics, the rapid development of their industrial production in recent years and especially their application in various sectors of industrial activity have resulted in a rapidly increase in the demand for tools to process them. Metal and plastic forming mould tools are one of the most demanding areas in engineering.

The aim of this study was testing the suitability of selected types of tool steels used for manufacturing of injection moulds. Experiments were realized by the simulation of adhesive wear.

Experimental work. For these research, five types of mostly used tool steels were selected: Tool steel type 1.2842 (90MnCrV8), Tool steel type 1.2714 (56NiCrMoV7), Tool steel type 1.2842 (90MnCrV8), Tool steel type 1.2080 (X210Cr12) and Tool steel type 1.2343 (X38CrMoV5-1). The material of friction roundel was made from PA6 Polyamide Ravamid B-NC and its the material properties are: density 1140kg/m³, yield strength 80 MPa, elongation > 50 %, hardness = HB 150 / DIN 53456, coefficient of friction 0.35 and sliding wear = 0.23 µm/km.

For evaluation of adhesive wear, an AMSLER test machine with surface contact was used. Tribological properties of friction pairs tested were evaluated by measuring the shear friction coefficient (μ), which is calculated from the friction torque. Slip friction was evaluated according to time. The samples had the form of flat tongues with proportions 20×15×9 mm and standard roundels with diameter 36 mm and thickness 10 mm. Examined mates were made from tool steel, and the roundel was manufactured from PA6. Support of roundel and mating was regulated to the desired pressure in the contact area by pressing a spring with force of 50 kN. The steel roundels were rotated at a speed 200 min⁻¹ and the rubbing time was set to 30 minutes.

During the adhesive wear test, the coefficient of friction, weight loss and the surface roughness change of grinding pairs were observed. The scale reading interval of the friction coefficient was set to 5 minutes. The average results of measurements of friction coefficients related to time for 5 samples of material are graphically presented in Fig. 1 for material PA6 Ravamid B-NC.

The lowest frictioncoefficient for friction roundel from Polyamide Ravamid B-NC at the beginning of the test was recorded at steel X38CrMoV5-1, $\mu = 0.74$. After 30 minutes of adhesive wear, the lowest coefficient of friction was recorded also at steel X38CrMoV5-1. The increase of friction coefficients for all steels had approximately a linear characteristic with a value of reliability 0.8 by linear regression. The values of friction coefficients showed that hardness is not always the determining factor in choosing a suitable type of material for injection molds. 3D presentation of steel surface X37CrMoV5-1 before and after wear is listed in Fig. 2.

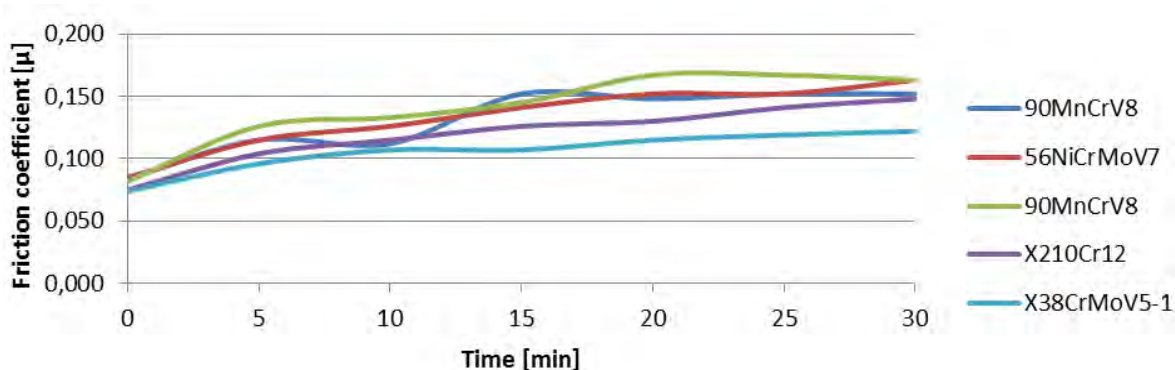


Figure 1. Friction coefficient in relation to time at roundel from PA6 Ravamid B-NC

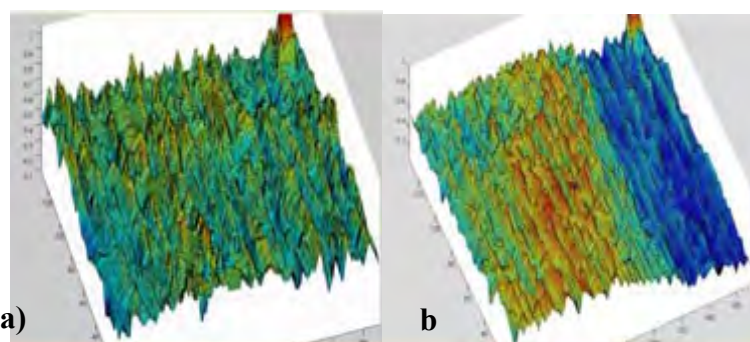


Figure 2. Matlab 3D presentation of steel surface X38CrMoV5-1 before and after wear
a) X38CrMoV5-1 before wear, b) Surface after wear in couple with PA6 Ravamid B-NC

Conclusion

Based on the results of experiments on five types of tool steels with polymer counterparts of PA6, we can conclude the following:

- The largest mass removal of material was for 56NiCrMoV7 steel. The lowest mass removal of the material was for X38CrMoV5-1 steel.
- The highest coefficient of friction with counterpart from Ravamid B-NC after 30 minutes was recorded at steels 56NiCrMoV7 and 90MnCrV8 and the lowest coefficient of friction was recorded at X38CrMoV5-1.
- The largest change in surface roughening at evaluated parameters Ra, Rz was found in tool steels 90MnCrV8, 56NiCrMoV7. Smaller changes at measured parameters Ra, Rz were evaluated in the direction of 90 as in the direction 0.

Based on the measured values, we can conclude, which tool steel is more suitable for the production of shaped inserts in combination with tested PA6 Ravamid B-NC. From obtained results it can be stated that the decisive factor is the type, distribution and mutual bond of the structural constituent of materials and then the hardness of materials. The size of wear also is affected by the micro roughness of contact surfaces and material combinations of grinding pairs.

Acknowledgment

This paper is the result of the project implementation VEGA No. 1/0424/17.

ИЗУЧЕНИЕ ВЛИЯНИЯ СТЕПЕНИ ДЕФОРМАЦИИ НА ПАРАМЕТРЫ СИГНАЛОВ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ

Алексенко В.Л., Шарко А.А., Юренин К.Ю., Сметанкин С.А.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Постановка проблемы. Изучение кинетики деформации материалов связано с необходимостью анализировать силовой отклик материала на внешние растягивающие напряжения. Накопление повреждений при деформации металлов и сплавов в процессах структурной перестройки материалов, протекающих при деформации материалов, сопровождается акустической эмиссией (АЭ). Из-за сложности взаимосвязей структурных параметров и физико-механических характеристик материалов, нельзя при определении их свойств полагаться на априорные представления и теоретические положения об их изменениях в различных условиях эксплуатации. Для подтверждения правильности решений и выработки практических рекомендаций необходимо проведение комплексных экспериментальных исследований деформации материалов при их одноосном нагружении с одновременной регистрацией моментов возникновения сигналов АЭ.

Цель работы – изучение влияния различной степени деформации стали Ст3 при одноосном растяжении на параметры сигнала акустической эмиссии.

Материалы и методика исследования. Для эксперимента была выбрана одна из самых распространенных конструкционных углеродистых сталей Ст3сп. Образцы для испытаний на одноосное растяжение вырезались из листового проката размером (223×37×3) мм. Размеры образцов выбирались из условий обеспечения возможности размещения на недеформируемых участниках образцов акустических датчиков. В качестве контактного материала между преобразователями акустической эмиссии и образцом использовалось трансформаторное масло. В измерительной установке использовались широкополосные акустические датчики к акустико-эмиссионному прибору АФ15. Регистрация сигналов после усиления до 90 Дб выполнялась запоминающим осциллографом RIGOL DS1052E Digital oscilloscope. При этом осуществлялась частотная фильтрация. Ограничения в области низких частот вызваны необходимостью отсеки шумов механического и испытательного оборудования, а в области высоких – необходимостью отсеки электромагнитных наводок. При этом производилась запись сигнала в цифровом формате. Калибровка системы проводилась с помощью имитатора АЭ сигналов.

Идентификация структурных особенностей накопления повреждений и разрушения материалов по данным АЭ осуществлялась на основе анализа степени деформации образцов, полученной из испытаний на разрывной машине УМ5.

Схема экспериментальной установки для проведения измерений на одноосное нагружение представлена на рис. 1.

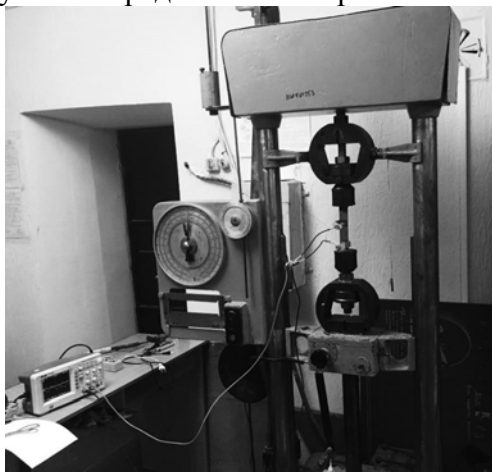


Рисунок 1. Установка для испытаний на одноосное нагружение.

Полученные при нагружении образцов данные АЭ сигналов, сопоставлены с результатами измерений относительной деформации образцов.

Результаты измерений зависимости степени относительной деформации образцов от приложенной нагрузки представлены на рис. 2. Точками обозначены моменты возникновения сигналов АЭ, кружочками – границы силового поля.

В результате эксперимента установлено скачкообразное возникновение сигналов АЭ при возрастании нагрузки. При нагружении образцов четко прослеживаются три этапа (рис.2). Первый этап – этап макроупругой деформации, где соблюдается закон Гука. Второй этап – этап текучести, который соответствует деформации Чернова-Людерса. Третий этап – это этап деформационного упрочнения, который предшествует разрушению.

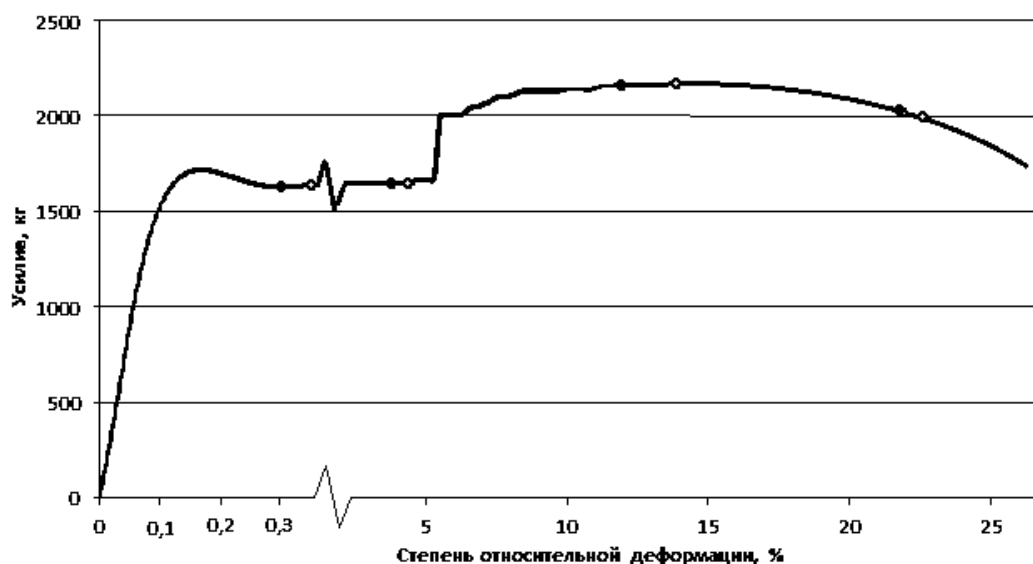


Рисунок 2. Диаграмма изменения степени деформации стали СтЗсп от приложенной нагрузки.

Сигнал АЭ на участке предела упругости обнаружен при усилении 1630 кг и относительной деформации 0,3 %. В то же время для разрывных испытаний граница силового поля упругой деформации наблюдается при нагрузке 1645 кг и деформации 0,9 %. Следовательно, фиксация зоны макроупругой деформации методами АЭ наступает раньше, чем это следует из разрывных испытаний, что может быть использовано при прогнозировании структурных изменений в материалах при внешних возмущающих воздействиях.

Эксперимент показал, что фиксация предвестников возникновения изменения структуры с помощью АЭ измерений происходит значительно раньше, чем это обнаруживается механическими измерениями.

Выводы. Обнаружена корреляция моментов возникновения сигналов АЭ при одноосном нагружении образцов из стали СтЗсп с деформационными переходами материала в функции от приложенного напряжения. Дискретность разрушения подтверждается данными АЭ, полученными при различных степенях деформации: макроупругой деформации, текучести и деформационного упрочнения. Анализ амплитудного распределения АЭ сигналов во времени позволяет проследить развитие физических процессов. Регистрация АЭ в процессе деформации позволяет глубже понять механизмы ответственные за накопления повреждений. Возникновения сигналов АЭ при нагружении может служить информационным параметром при диагностировании развивающихся дефектов.

РОЗРОБЛЕННЯ ЕПОКСИДНО-ПОЛІЕФІРНОЇ МАТРИЦІ ДЛЯ ЗАХИСТУ ТА ВІДНОВЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСПОРТУ

Браїло М.В., Якущенко С.В., Кобельник О.С.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Постановка проблеми. На сьогодні у міжнародній торгівлі актуальними засобами, які забезпечують перевезення вантажів є морський та річковий транспорт. Водночас для здійснення успішного вантажоперевезення важливими є безвідмовна робота деталей і механізмів суднової енергетичної установки (СЕУ) та можливість їх оперативного відновлення у разі виникнення несправностей. Одним із способів підвищення надійності та експлуатаційних характеристик конструктивних елементів СЕУ є застосування захисних покриттів на основі полімерних композитів. Загальновідомо, що у багатьох галузях промисловості, зокрема транспортній, для відновлення деталей та захисту їх поверхонь від руйнування широко застосовують полімери на основі епоксидних смол. Водночас ефективним є використання поліефірних смол для розробки захисних покриттів з підвищеними експлуатаційними характеристиками. Тому актуальним є поєднання переваг композитів, створених на основі епоксидного олігомеру та ненасиченої поліефірної смоли, в одному компаунді.

Мета роботи – розробити епоксидно-поліефірну матрицю для захисту та відновлення елементів транспорту.

Попередньо встановлено, що адгезійна міцність при відриві матриці на основі епоксидного олігомеру ЕД-20 та твердника ПЕПА становить $\sigma_a = 18,2$ МПа, залишкові напруження матеріалів – $\sigma_z = 2,3$ МПа. Експериментально доведено, що додавання до епоксидної матриці поліефірної смоли ENYDYNE H 68372 TAE у діапазоні $q = 0 \dots 120$ мас.ч. приводить до підвищення адгезійних властивостей компаунду та зменшення залишкових напружень. Помітно, що внаслідок реакцій, при затвердженні епоксидних та поліефірних груп, які входять до їх складу, максимальними значеннями адгезійної міцності при відриві та мінімальними показниками залишкових напружень відзначається матеріал при додаванні до композиції $q = 80 \dots 100$ мас.ч. поліефіру. При цьому формується матеріал з наступними властивостями: $\sigma_a = 47,0 \dots 45,3$ МПа і $\sigma_z = 2,7 \dots 3,4$ МПа. Очевидно, що за даних концентрацій інгредієнтів компаунду забезпечується обмеження зростання напружень і процесу утворення тріщин в захисному покритті, і, як наслідок, підвищення його міцності та довговічності. У свою чергу це дозволяє зменшити розтріскування і відшарування при формуванні та експлуатації матеріалів. На початковому етапі додавання поліефірної смоли $q = 10 \dots 20$ мас.ч. встановлено, що значення адгезійної міцності при відриві підвищуються ($\sigma_a = 34,4 \dots 37,4$ МПа) разом із значеннями залишкових напружень ($\sigma_z = 5,4 \dots 5,7$ МПа). Очевидно, що при незначному вмісті поліефірної компоненти локальні термічні напруження, які виникають в матеріалі при полімеризації, призводять до утворення значних залишкових напружень. Слід зазначити, що при подальшому збільшенні вмісту поліефірної смоли до $q = 80$ мас.ч. спостерігали поступове підвищення адгезійної міцності при відриві до $\sigma_a = 45,0$ МПа. Однак, збільшення концентрації поліефірної смоли до $q = 120$ мас.ч. призводить до зниження показнику адгезійної міцності до $\sigma_a = 41,4$ МПа та підвищення залишкових напружень до $\sigma_z = 4,0$ МПа порівняно з показниками матеріалу із вмістом ENYDYNE H 68372 TAE кількості $q = 80 \dots 100$ мас.ч.

Висновки. На основі результатів експериментальних досліджень доведено, що додавання поліефірної смоли ENYDYNE H 68372 TAE до епоксидного олігомеру ЕД-20 суттєво впливає на показники адгезійних характеристик. Встановлено, що оптимальний вміст поліефірної смоли становить $q = 80 \dots 100$ мас.ч. на $q = 100$ мас.ч. епоксидного олігомеру. Розроблений матеріал відзначається наступними властивостями: адгезійна міцність при відриві – $\sigma_a = 45,3 \dots 47,0$ МПа, залишкові напруження – $\sigma_z = 2,7 \dots 3,4$ МПа.

АДГЕЗІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ МОДИФІКОВАНОЇ ЕПОКСИДНОЇ МАТРИЦІ ДЛЯ ЗАХИСНИХ ПОКРИТТІВ

Букетов А.В., Амелін М.Ю., Ходаковський О.В.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Виробнича діяльність промислових суден найчастіше відбувається у складних метеорологічних умовах, при необхідності швартування суден у відкритому морі. Тому тільки добре організоване технічне обслуговування та ремонт суден промислового флоту можуть забезпечити планову тривалість їх перебування в експлуатації і виконання планових завдань.

Технічне обслуговування та ремонт необхідно виконувати для підтримки працездатності та технічного стану суден на необхідному рівні впродовж усього терміну експлуатації при зношуванні його елементів. Технічне обслуговування входить в прямі обов'язки суднового екіпажу і виконується під час експлуатації судна.

Серед існуючих полімерів відзначаються поліпшеними властивостями у комплексі матеріали на основі епоксидного зв'язувача. Епоксидний олігомер характеризується реакційноздатними епоксидними і гідроксильними групами, які можуть вступати у хімічні реакції з твердником, у результаті чого формується сіткова структура композитних матеріалів (КМ). Для поліпшення властивостей матеріалів на основі епоксидної смоли у зв'язувач вводять модифікатори і наповнювачі різної фізичної природи та дисперсності. Наявність даних інгредієнтів за критичного вмісту покращує не лише властивості матеріалів, але й збільшує їх економічність за рахунок збільшення міжремонтного періоду експлуатації. Перспективним у цьому плані є використання модифікатора парааміноазобензолу, який містить компоненти, що активно взаємодіють із епоксидними зв'язувачами. Застосування даного модифікатора дає можливість не лише змінити надмолекулярну структуру епоксидної матриці, але й поліпшити її механічні властивості.

Показано, що одним з основних засобів регулювання структури та властивостей полімерних композитів є їх фізична модифікація. Доведено, що введення у зв'язувач пластифікаторів та наповнювачів дозволяє поліпшити властивості матеріалів. Акцентовано увагу, що важливе значення у покращенні властивостей композитів має введення модифікаторів за незначної кількості.

У роботі було досліджено вплив модифікатора парааміноазобензолу на адгезійні властивості епоксидної матриці. У результаті аналізу отриманих даних встановлено оптимальну концентрацію модифікатора, за якої забезпечують максимальні показники адгезійної міцності матриці при відриві від сталеві основи марки Ст 3.

Обґрунтовано, що модифікатор, взаємодіючи з епоксидним олігомером у процесі полімеризації зв'язувача, активує процеси взаємодії на межі поділу фаз «адгезив – субстрат». Це забезпечує отримання матеріалу не лише з поліпшеними показниками адгезійної міцності, але й з незначними залишковими напруженнями.

На основі проведених досліджень можна констатувати наступне. Встановлено оптимальний вміст модифікатора парааміноазобензолу в епоксидній матриці з поліпшеними адгезійними властивостями. Доведено, що для формування матриці з покращеними адгезійними властивостями до сталеві основи необхідно у епоксидний олігомер (100 мас.ч.) вводити модифікатор парааміноазобензол у кількості $q = 1,0$ мас.ч. У цьому випадку формується матеріал, який відзначається наступними властивостями: адгезійна міцність при відриві – $\sigma_a = 43,7$ МПа, адгезійна міцність при зсуві – $\tau = 10,4$ МПа, залишкові напруження – $\sigma_3 = 2,8$ МПа.

СТІЙКІСТЬ ЕЛЕКТРОПРОВІДНИХ ПОКРИТТІВ В УМОВАХ ХІМІЧНОГО ЕРОЗІЙНОГО РУЙНУВАННЯ

¹Гарматюк Р.Т., ²Чихіра І.В., ²Микитишин А.Г.

¹*Кременецька обласна гуманітарно-педагогічна академія ім. Тараса Шевченка*

²*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

Проблеми підвищення надійності і довговічності деталей та вузлів машин нерозривно пов'язані, з однієї сторони, із постійним вдосконаленням конструктивних елементів, а з другої – із створенням високоміцних, зносостійких, електропровідних матеріалів на полімерній основі, що можуть експлуатуватися під дією високих та низьких температур, в хімічно активному середовищі, під впливом високої вологості та машинних мастил. Тому практична значимість будь-яких розроблених матеріалів в значній мірі залежить і від здатності ефективно протидіяти вище перерахованим факторам.

Під впливом води і мастил на протязі часу вихідні фізико-механічні та електропровідні властивості змінюються внаслідок зміни щільності поверхневих шарів, хімічної взаємодії. Вода і масло дифундують в матеріал через мікроскопічні повітряні шляхи, порожнини, що існують між наповнювачами та в'язучим і тим самим активно впливають на зносостійкість композиту. Захисна здатність полімеркомпозитних покриттів визначається мірою непроникливості, комплексом фізико-хімічних властивостей і їх змінами в процесі експлуатації. Найбільш важливими серед них є дифузійні властивості, які характеризують швидкість переносу компонентів корозійного середовища до поверхні, яка захищається, і адгезійні, які забезпечують міцний і стійкий зв'язок з поверхнею металу в умовах дії різних агресивних середовищ [1].

Стійкість до корозії електропровідного покриття характеризується такими факторами [2]:

- швидкість проникнення агресивного середовища та продуктів корозії в об'ємі покриття;
- діелектричні та електрохімічні властивості покриття;
- здатність покриття зберігати адгезійну та механічну міцність під дією зовнішніх факторів (температура, вологість, тиск, радіація та ін.).

При вивченні механізму захисної дії полімеркомпозиційних покриттів виходили з того, що плівки на основі полімерів сповільнюють електрохімічні реакції на метал і впливають на кінетику процесу, виконуючи при цьому роль дифузійного бар'єру [3].

Аналіз результатів дослідження підтверджує високу хімічну стабільність матеріалів на основі епоксидного в'язучого в різних агресивних середовищах. Результати досліджень показують, що найбільш агресивними щодо полімерного покриття є азотна і сірчана кислоти. Значна деструкція епоксидного в'язучого пов'язана не тільки з високою хімічною активністю HNO_3 і H_2SO_4 , але і їх здатністю до процесів окислення. В результаті хімічної деструкції полімеру змінюється структура в'язучого, відбувається розпад нестійких ефірних зв'язків.

Досліджуючи хімічну стійкість епоксидного в'язучого в агресивних середовищах встановлено, що зменшення маси зразків відбувається в результаті часткового руйнування полімеркомпозитів. Введення в полімерну матрицю пластинчастого графіту (ПГ) і технічного вуглецю (ТВ), а також технічного графіту (ТГ) сприяє підвищенню корозійної стійкості, що пояснюється зменшенням доли полімеру в об'ємі композиту. При оптимальних концентраціях дисперсних наповнювачів в результаті хемосорбції проникнення агресивного середовища сповільнюється, що підвищує стійкість композиту.

Дослідження показують, що руйнуванню композитів в розчинах кислот передують набухання зразків, зумовлене сорбцією і дифузією агресивного середовища по полімерному в'язучому, дефектах структури і по граничному шарі, а також природою агресивного середовища.

Використання як агресивних середовищ води, нафти, бензину, мінерального масла приводить до збільшення маси зразків в результаті їх набухання. Маса зразків, витриманих в H_2SO_4 і $NaOH$, після незначного початкового збільшення зменшується внаслідок вимивання продуктів деструкції. Встановлено (рис. 1), що ступінь набухання залежить від використаного наповнювача. Найменше набухання зразків характерне для композицій, наповнених ПГ+ТВ, що пояснюється наявністю сильного адгезійного зв'язку між частинками ПГ, ТВ і епоксидним в'язучим. Крім цього, розвинута поверхня частинок ТВ збільшує дифузійний шлях агресивної рідини по міжфазному шарові і мікродфектах структури і зменшує доступну для дифузії площу епоксидного в'язучого. Отже, зниження проникливості наповнених композицій відбувається за рахунок зменшення ефективної площі, через яку здійснюється дифузія агресивного середовища, і збільшення дифузійного шляху. З підвищенням температури процеси набухання зразків у всіх середовищах інтенсифікуються.

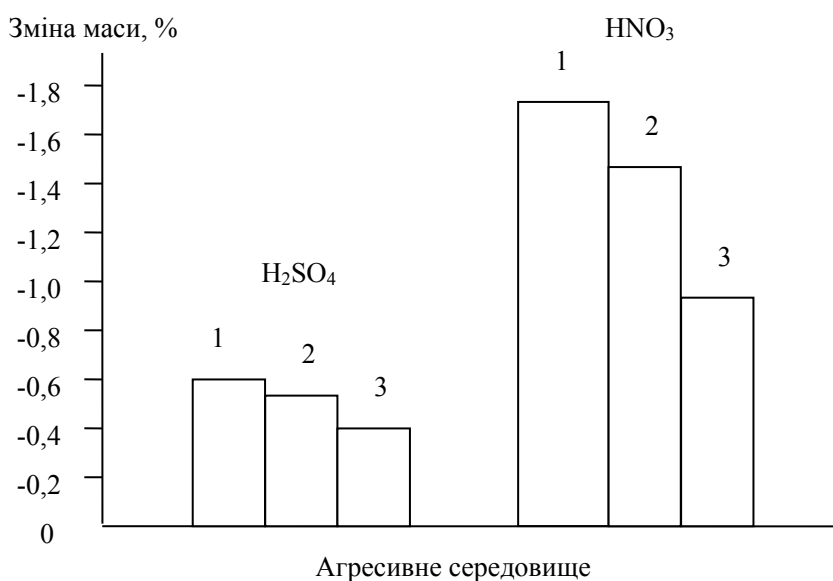


Рисунок 1. Корозійна стійкість композитів при 293 К після витримки протягом 720 год:

- 1 – пластинчастий графіт + технічний вуглець + крокус;
- 2 – пластинчастий графіт;
- 3 – пластинчастий графіт + технічний графіт + крокус.

В результаті досліджень впливу агресивних середовищ на електропровідний полімеркомпозиційний матеріал встановлено, що витримка зразків при 293 К протягом 720 годин в технічній воді, нафті, бензині, ацетоні і мінеральних маслах відбувається часткове набухання зразків, про що свідчить збільшення маси зразків. У розчинах кислот і лугів відбувається часткове руйнування зразків (зменшення маси до 3 %). Таким чином, встановлено, що композиційні матеріали на основі епоксидних смол і ПГ та ТВ володіють високою хімічною стійкістю за рахунок високої адгезійної міцності на границі фаз, що забезпечує зменшення коефіцієнту дифузії агресивних середовищ.

ЛІТЕРАТУРА

1. Исследование влияния растворителей на некоторые свойства связующего на основе эпоксидного олигомера / Мокиенко Р.Л. [и др.] // Композиционные полимерные материалы. – 1982. – Вып. 14 – С. 44-47.
2. Розенфельд Т.Л. Защита металлов от коррозии лакокрасочными покрытиями / Т.Л. Розенфельд, Ф.И. Рубинштейн, К.А. Жигалова. – М. : Химия, 1987. – 244 с.
3. Манин В.Н. Физико-химическая стойкость полимерных материалов в условиях эксплуатации / В.Н. Манин, А.Н. Громов. – М. : Химия, 1980. – 148 с.

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ДИНАМІЧНОГО ПРОЦЕСУ ЗАМІШУВАННЯ МЕТОДОМ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПОТЕНЦІАЛІВ

¹Добротвор І.Г., ¹Стадник І.Я., ¹Чихіра І.А., ²Федірко М.М.

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

²Тернопільський національний економічний університет (Україна)

Сучасний період становлення економіки України вимагає розроблення енерго- і ресурсозберігаючих технологій, що є актуальною проблемою для хлібопекарської галузі.

Однотимчасний та взаємно відповідний перебіг основних процесів є серйозним фактором, що ускладнює прогнозування результатів основних технологічних операцій стадійності замішування. Як впливає з досліджень [1], особливості процесу перемішування, як правило, характеризують два аспекти – рівновагу і кінетику. З точки зору кінетики, процес може відбуватися за дифузійним або за кінетичним механізмом. За таких умов процес обумовлюється рушієм (різницею потенціалів стану), площею поверхні частинки борошна і коефіцієнтом масообміну процесу.

Оскільки гідратація борошна в рідині з часом збільшується, величина рушійної сили зменшується. У нашому випадку інтенсифікації можна досягти шляхом збільшення швидкості відносного руху частинки твердої фази борошна та рідкої фази, яку називають швидкістю обтікання.

Для кінетичних процесів характерною є мала швидкість переходу окремих молекул з твердої поверхні до рідини, що і є лімітаційною стадією процесу. В таких процесах на інтенсивність найбільше впливають: різниця потенціалів, площа поверхні, температура, фізико-хімічні властивості компонентів.

Як термодинамічний потенціал модельної системи виберемо енергію Гіббса або ізобарно-ізотермічний потенціал $G=U+PV-TS$. Процес переходу даної системи до стану рівноваги необоротний і при цьому виконується умова для приросту потенціалу $dG<0$. В стані рівноваги потенціал G матиме мінімальне значення для певних параметрів системи.

Дослідження показали, що підвищення інтенсивності змішування компонентів відбудеться без збільшення затрат енергії, оскільки з підвищенням швидкості потоку зменшуються його поперечні розміри, а отже, і маса компонентів на ділянці «замішування». Потік отримує підвищену швидкість у вигляді тонкого шару, тому поверхня фазового контакту між компонентами суміші є достатньою для отримання необхідної однорідності суміші тільки за рахунок гідратаційної активності інгредієнтів.

Тому процес утворення рідкої суміші компонентів розглядається спільно з процесом дозування, який зміщений в часі і набирає плавного неперервного характеру. Запропонований метод аналізу термодинамічної системи до стану рівноваги, з використанням класичного методу термодинамічних потенціалів у процесі тістоутворення, дозволяє проводити не тільки експертну оцінку якості тіста на стадії його утворення, але й розробляти раціональні режими його обробки шляхом цілеспрямованої зміни процесних і технологічних факторів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Добротвор І.Г. Дослідження розподілу концентрацій розчинних шарів при замішуванні / І.Г. Добротвор, І.Я.Стадник // Хранение и переработка зерна. - 2011. - №8. - С. 48-50.

УМОВИ СТАЦІОНАРНОСТІ ПРОЦЕСІВ ТВЕРДНЕННЯ НАПОВНЕНИХ ЕПОКСИДНИХ КОМПОЗИТІВ

Добротвор І.Г., Стухляк Д.П.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Механізм впливу дисперсних наповнювачів на теплові властивості полімерних композицій, не вивчений у даний час достатньо глибоко. Дисперсний наповнювач, при додаванні до полімеру, як відомо, впливає на структуру полімеру за рахунок межового проміжного шару, що утворюється у процесі формування композиту. Граничні прошарки можуть перерозподілити напруження в системі, згідно з сучасними дослідженнями вчених. Це призводить до формування нерівномірно розподіленого по об'єму напруженого стану полімерних епоксисистем після затвердіння. Таким чином, високі теплові навантаження в межових шарах можуть викликати мікротріщини в матеріалі. При використанні частинок однакової дисперсності ймовірність появи тріщин збільшується. Напруження можливо знизити на вершині тріщини за рахунок їх перерозподілу в матеріалі та за рахунок використання пластифікаторів.

Збільшення взаємодії матриці і наповнювача, як відомо веде до поліпшення характеристик гетерогенних матеріалів. Це може бути досягнуто при додаванні диспергованих наповнювачів. Тому науковий вибір структурно-активних наповнювачів є одним з найбільш ефективних шляхів вирішення проблеми підвищення експлуатаційних властивостей полімерних композиційних матеріалів.

Досліджували прямий і зворотній хід фактору відносного лінійного видовження зразка $\varepsilon(T, q) = \Delta l / l$ із швидкістю нагрівання $1,5 \dots 2 \text{ K}^0/\text{хв.}$ та швидкістю охолодження $2,5 \dots 3 \text{ K}^0/\text{хв.}$ для композитів із дисперсним наповнювачем - карбідом титану. Зміни у часі температури (T) з великою мірою достовірності можна вважати стаціонарними (квазістаціонарними). Тому змінна T є часовоподібною. Фактор q вмісту дисперсного наповнювача апіорі вважаємо таким, що підлягає стаціонарному тренду, у випадку рівномірного розподілу дисперсій по об'єму матриці. Встановлено наявність незворотньої складової відносного видовження зразка. Причиною даного явища є в'язкопружність композитів, яка призводить до фіксування в системі внутрішніх залишкових напружень, що уникнули релаксації в силу значних відхилень від ознак стаціонарності перехідних процесів [1] при формуванні композитів.

Гістерезисна залежність характеризує темпи процесів релаксації макромолекулярних внутрішніх напружень. Така швидкість (темп) забезпечує збалансованість характеристик стану композиту. Зауважимо, що подібні гістерезисні криві було отримано авторами [2].

Найбільш оптимальний процес тверднення композиту повинен володіти ознаками стаціонарності для забезпечення мінімізації залишкових внутрішніх напружень. Застосовуючи числові методи обчислення оператора Лапласа (1)

$$\nabla^2(f) = \frac{\partial^2 A(x, y)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 A(x, y)}{\partial y^2} \quad (1)$$

Застосовуючи числові методи обчислення оператора Лапласа (1) для дискретних полів замірів eu та ed результатів випробувань, звернемо увагу на області, де значення обчислення будуть близькими до нуля. Зауважимо, що обчислене поле значень лапласіану (1), lu та ld має розміри менші аніж початкове поле в силу специфіки дискретних наближених обчислень. Для гарантії стаціонарності прямого та зворотного ходу будуюмо поле векторного добутку lu та ld (рис.1).

Отримані результати доводять стаціонарність релаксаційних процесів прямого і зворотного ходів дилатометричних досліджень для композитів із дисперсним

наповнювачем карбїду титану. Нестационарними виявлені області близькі до областей, що задовольняють співвідношення: $\{340 < T < 350, 30 < q < 55\}$ та $\{400 < T < 420, 30 < q < 40\}$.

За допомогою програми MathCAD-14 визначали поля стаціонарності проходження гістерезисних петель (прямого та зворотного) формуючи оператори векторного добутку $lu \cdot ld$ для вибіркового виконання (хоча б один із них) і суми одночасного прояву (обидва). У сумі $lu \cdot ld$ знак «-» з'являється в силу зворотного відліку температур.

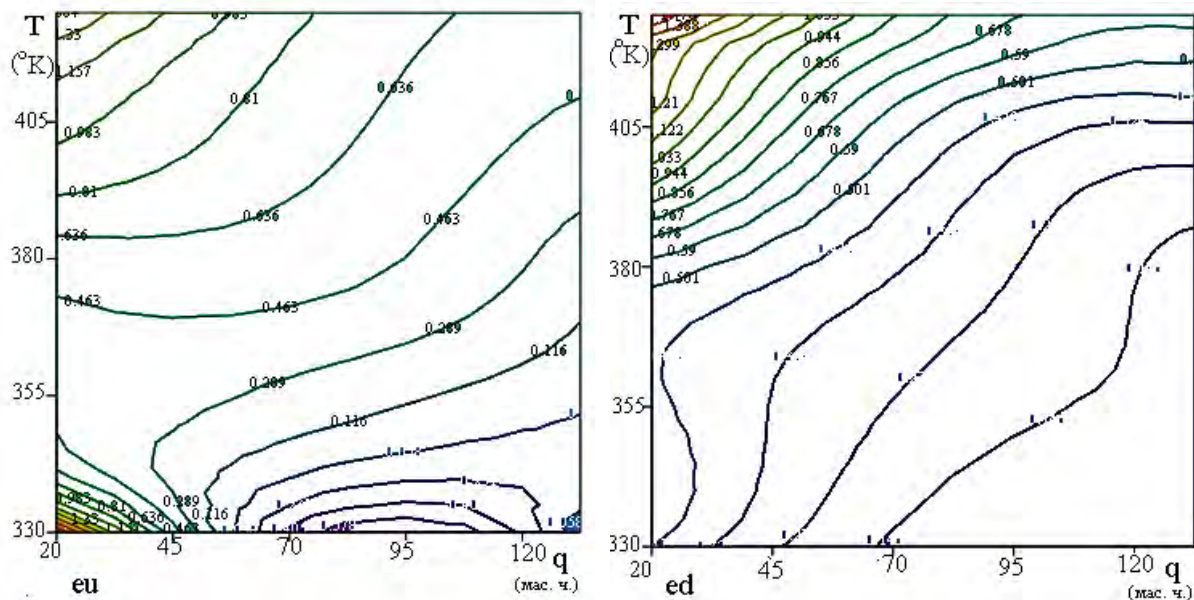


Рисунок. Поля характеристик вибіркового $lu \cdot ld$ та одночасного $lu \cdot ld$ виконання стаціонарності прямого та зворотного ходів релаксаційних процесів епоксикомпозиту із наповненням карбїду титану.

Пологі зони прояву тренду (рис.) зміни двовимірних залежностей $\varepsilon(T, q)$ вказують на області стаціонарності процесу релаксації залишкових напружень, які власне є зонами кристалізації матеріалу. Параметри температур та вмісту наповнювача, що відповідають таким областям поля напруження. У першому наближенні це зони: $30 < q < 50$ мас. ч., $385 < T < 395$ K та $60 < q < 90$ мас. ч., $340 < T < 380$ K. Релаксаційні процеси при даних параметрах проходять у композиті найбільш оптимально із найнижчими залишковими напруженнями. Для виділення більш точних рекомендацій необхідно звертатись до теорії операторів вищих порядків та теорії розпізнавання образів, що складатиме в подальшому поле наступних досліджень.

Представлений метод дослідження дилатометричних властивостей композитів може бути використаний і для іншого складу композитів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Саченко А.А., Добротвор И.Г. Выделение квазистационарных интервалов нестационарных временных процессов // Науч.-техн. конференция „Применение вычислительной техники и математики в научных исследованиях”. Тезисы докладов, Киев, 1985. - С.66-67.

2. Стухляк П.Д. Дослідження впливу природи наповнювачів і товщини покриттів на зміну градієнта кольорів на внутрішні напруження в епоксикомпозитах / П.Д. Стухляк, І.Г. Добротвор, А.В. Букетов, Р.З. Золотий // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну, – 2006, №5(31). - С. 82-87.

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ З ВИКОРИСТАННЯМ СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛІЗУ ЕПОКСИПОЛІМЕРІВ

¹Золотий Р.З., ¹Микитишин А.Г., ²Маруха В.І.

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (України)

²Державне підприємство Інженерний центр «Техноресурс» НАН України

Введення в полімерну матрицю наповнювачів приводить до підвищення фізико-механічних характеристик матеріалу за рахунок утворення гетерогенних ізотропних або анізотропних структур. Значний вплив на механічні властивості композитних матеріалів (КМ) має адгезійна взаємодія полімерної матриці до наповнювача при адсорбції макромолекул на твердій поверхні наповнювача [1, 2]. Слід зауважити, що у результаті адсорбції на поверхню адсорбенту переходять не тільки макромоллекули, але і агрегати макромолекул. Це зумовлює зміну однорідності полімерної матриці, утворення навколо введених у полімер добавок зовнішніх поверхневих шарів (ЗПШ) з властивостями, які відрізняються від властивостей матриці та наповнювача. В результаті цього у матеріалі утворюється гетерогенна структура з новими властивостями. Дослідженнями показано, що перехід більшості матеріалу у стан ЗПШ може значно підвищити фізико-хімічні властивості КМ.

Для оптимального підвищення фізико-механічних властивостей КМ у епоксидну матрицю слід вводити 50...80 мас.ч. дисперсного наповнювача на 100 мас.ч. олігомера ЕД-20 [3]. У зв'язку з цим у даній роботі використовували матеріал, що містить 50 мас.ч. наповнювача на 100 мас.ч. зв'язувача. З метою визначення впливу магнітного поля на структуроутворення і формування зовнішніх поверхневих шарів у КМ, як наповнювачі вибрано феро-, пара- і діамагнітної природи.

На основі результатів збільшених зображень світлин та їх математичної обробки з використанням програмного забезпечення розраховано об'єм парів навколо дисперсних часток різної фізичної природи. Введення дисперсних часток різної природи приводить до формування ЗПШ площею поперечного перерізу $S = 45...79 \cdot 10^{-3} \text{ мм}^2$ для дисперсних часток розміром 63 мкм, $S = 414...485 \cdot 10^{-3} \text{ мм}^2$ для дисперсних часток розміром 120 мкм. Встановлено, що суттєве значення, при формуванні зовнішніх поверхневих шарів, має кінетична, хімічна активність і магнітна природа наповнювача (площа ЗПШ становить $S = 48 \cdot 10^{-3} \text{ мм}^2$ для карбїду бору, $S = 45 \cdot 10^{-3} \text{ мм}^2$ для карбїду кремнію і $S = 79 \cdot 10^{-3} \text{ мм}^2$ для фериту, розміром 63 мкм). Врахування таких складових активності і природи дисперсних часток, а також їхнього вмісту у матриці дозволяє прогнозовано отримувати композитні матеріали з високими експлуатаційними характеристиками. Аналіз результатів дослідження протяжності зовнішніх поверхневих шарів дозволяє опосередковано стверджувати про когезійні властивості композитних матеріалів залежно від природи і вмісту введених у олігомер добавок без проведення фізико-механічних випробувань.

ЛІТЕРАТУРА

1. Букетов А., Стухляк П., Левицький В. Дослідження адгезійної міцності і залишкових напружень у модифікованих епоксидних композитах // Вісник ТДТУ. – 2008. – Том 13. – №4. – С. 31-40. – (механіка та матеріалознавство).
2. Стухляк П. Дослідження адгезійної міцності та залишкових напружень епоксикомпозитних матеріалів від обробки змінним магнітним полем низької частоти / Карташов В. // Вісник ТНТУ. – 2011. – Том 16. – № 1. – С.50-56.
3. Стухляк П.Д. Дослідження механізму впливу технології формування на властивості епоксидних композитів / П.Д. Стухляк, В.А. Букетов, В.В. Левицький // Вісник ТДТУ. – 2004. – № 2. – С. 9-17.

КОМПОЗИТЫ, АРМИРОВАННЫЕ ВОЛОКНАМИ ЛУБЯНЫХ КУЛЬТУР

Клевцов К.Н.

Херсонский национальный технический университет (Украина)

Несмотря на то, что способы получения натуральных волокон существуют достаточно давно, теоретические основы разработки технологии получения волокна с заданными физико-химическими параметрами для изготовления новых видов композиционных материалов в настоящее время отсутствуют. Внедрение разработанной технологии позволит по-новому построить ассортиментную политику, производить новые виды изделий из отечественного экологически чистого, натурального сырья, что будет способствовать обеспечению экономической независимости Украины в производстве нетканых, строительных и армированных композиционных материалов, а также позволит увеличить занятость сельхозпроизводителей и работников различных отраслей промышленности [1].

Главной целью работы является разработка новой ресурсосберегающей технологии углубленной очистки стеблей соломы масличного льна, в результате внедрения которой будут получены наполнители для новых композиционных материалов с улучшенными физико-механическими свойствами. Технологическая схема которой представлена на рис. 1.

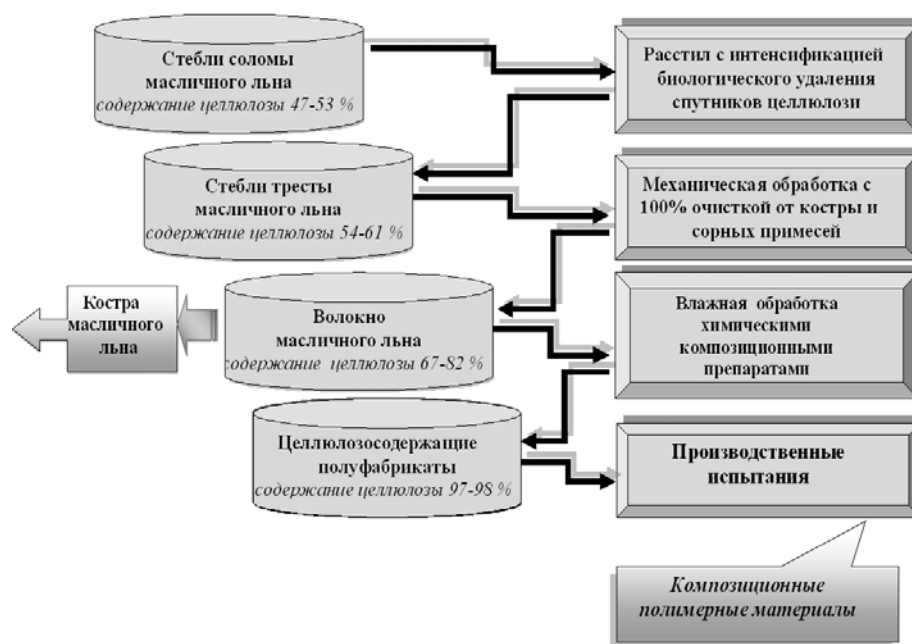


Рисунок 1. Технологическая схема углубленной очистки стеблей соломы масличного льна

Полученное по разработанной технологии волокно льна масличного имеет высокое содержание α -целлюлозы и высокий показатель смачиваемости, что является весомым фактором для процесса формирования полимерного композита. Проведенные производственные испытания показали принципиальную возможность получения композитов, армированных волокном льна масличного, которые могут широко использоваться в том числе в химической, автомобилестроительной, судостроительной промышленности, а также для изготовления строительных и мебельных плит, оконных рам и строительных элементов для сельскохозяйственной техники (рис. 2).



Рисунок 2. Композиционные полимерные материалы, полученные на основе волокна льна масличного.

Установлено, что качество полученных полимерных композитов, которое определяли в соответствии с государственными стандартами на соответствующую продукцию, значительно выше качества композиционных материалов с добавлением хлопкового волокна.

Важно отметить, что технология изготовления композиционных полимерных материалов с использованием волокна льна масличного не требует расширения или реконструкции имеющейся технической базы производства.

Применение в композиционных полимерных материалах волокон лубяных культур делает их дешевле, производство более безопасным, а утилизацию – проще. Кроме того, изделие, содержащее лубяное волокно, а не стекловолокно, более легкое и менее ломкое.

Большое значение имеет экономическая эффективность использования волокна лубяных культур для получения композиционных материалов. Проведенные исследования показали, что выход целлюлозы из волокна льна масличного составляет более 80%. Себестоимость целлюлозосодержащих полуфабрикатов, полученных по разработанной технологии, учитывая выращивание, переработку стеблей соломы льна масличного и влажную обработку волокна, в 2-3 раза меньше, чем себестоимость импортируемой целлюлозы.

Сфера применения

- Автомобильная промышленность.
- Строительство, настилы террас, оконные рамы.
- Дизайн интерьеров, изготовление мебели и др.

Результаты внедрения

– Производственные испытания, которые подтвердили эффективность выполненных научных исследований, проведены на ДП «Пластмасс» ООО «ТД Пластмасс-Прилуки», г. Прилуки Черниговской области (акт производственных испытаний № 5 от 18.02.2011 г.) и могут быть реализованы на других целлюлозно-бумажных и химических предприятиях Украины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Клевцов К.М. Технології збирання та комплексної переробки лубоволокнистих рослин / К.М. Клевцов, Д.Г. Круглий, Р.Н. Гілязетдінов. – Херсон: ХНТУ, 2015. – 320 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ КОРОЗІЙНОЇ ТРИВКОСТІ ЕПОКСИКОМПОЗИТИВ ОПРОМІНЕНИХ УЛЬТРАФІОЛЕТОМ ЗА ПОКАЗНИКАМИ ПОВЗУЧОСТІ

Левицький В.В., Тотосько О.В., Стухляк Д.П.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Важливою експлуатаційною характеристикою композитних матеріалів (КМ) і захисних покриттів на їх основі є їх корозійна тривкість. Одним з критеріїв оцінювання кінетики антикорозійних властивостей матеріалів у часі є їх повзучість. Відомо, що повзучість є наслідком погіршення таких основних фізико-механічних властивостей КМ як модуля пружності і руйнівного напруження при розтягу, стиску, згинанні та крученні, ударної в'язкості, циклічної і когезійної міцності [1].

Об'єктом дослідження вибрано композити на основі олігомерного зв'язувача з таким співвідношенням компонентів: епоксидно-діановий олігомер марки ЕД-20 – 100 мас.ч.; пластифікатори: поліетеролігодиетеракрилат (ПДЕА-4) – 20 мас.ч., поліефірний лак (ПЕ-220) – 10 мас.ч. Як твердник використано поліетиленполіамін (ПЕПА) – 13 мас.ч. Для поліпшення експлуатаційних характеристик КМ у композицію вводили наповнювачі: коричневий шлам (КШ) і оксид міді (80 мас.ч. на 100 мас.ч. епоксидної смоли) з дисперсністю 63 мкм.

Ультрафіолетове опромінення композицій здійснювали за допомогою спеціально розробленого ультрафіолетового випромінювача з використанням бактерицидної лампи ДРБ-8-1. Довжина хвилі ультрафіолетових променів становила 254 нм, робоча напруга – 220 В, частота струму – 50 Гц, потужність – 15 ВА. Тривалість опромінення композицій (без твердника) становила $t = 20 \pm 0,2$ хв. Наважка опромінених композицій становила 200 ± 10 г. Опромінювали композицію, що мала товщину шару $h = 25-30$ мм.

Експериментально встановлено, що прогин зразків, які містять лише скляну тканину та ненаповнену пластифіковану епоксидну матрицю, на початку дослідження становить $L_{п} = 1,18 \cdot 10^{-3}$ м. Для КМ, сформованих на основі базальтової тканини і ненаповненої пластифікованої епоксидної матриці, початковий прогин становить $L_{п} = 1,03 \cdot 10^{-3}$ м. Наповнення епоксидної композиції дисперсними частками КШ і CuO , а також формування “гібридних” композитів (тобто, створення КМ, які одночасно містять скляну та базальтову тканини) забезпечує зменшення початкового прогину зразків на 26...60%, залежно від природи дисперсних часток і типу тканини. Зазначимо, що найменшим прогином зразків ($L_{п} = 0,42 \cdot 10^{-3}$ м) на початку дослідження в умовах впливу агресивного середовища дощового розчину характеризуються “гібридні” матеріали. У першу чергу це зумовлено поліпшенням властивостей матеріалів внаслідок використання шарів з тканин різного типу (скляної і базальтової), добре узгоджується з результатами робіт. С.Чеміса, Р.Ларка, П.Стухляка [2, 3].

Встановлено, що для зменшення повзучості і, як наслідок, підвищення корозійної тривкості матеріалів в умовах впливу агресивних середовищ, необхідно використовувати двошарові епоксидні композитні “гібридні” матеріали, які містять скляні і базальтові тканини.

ЛІТЕРАТУРА

1. Букетов А., Стухляк П., Долгов М. Дослідження поведінки епоксикомпозитних покриттів в умовах напружено-деформованого стану після їх УФ-опромінення і магнітної обробки // Вісник ТДТУ.-2004.-Т.9,№4.-С.36-45.
2. Chamis C.C., Lark R.F. Hybrid composites-state of the art review: Analysis, Design and Fabrication // Report NASA TMX-73545, NASA / LRC, Cleveland, Ohio.-1977.-P.3-26.
3. Стухляк П.Д. Эпоксидные композиты для защитных покрытий.- Тернополь: Збруч, 1994.- 177 с.

ВПЛИВ ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ НА РОЗМІР ТА КІЛЬКІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ СУБСТРУКТУРИ НАПИЛЕНИХ ПОКРИТТІВ ЗІ СТАЛІ 65Г

Дубовий О. М., Карпеченко А. А., Неделько Ю. Є, Макруха Т. О.
Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова (Україна)

Напилені газотермічними методами металеві покриття, які широко використовуються в сучасній техніці, характеризуються певними особливостями структури, яка значно відрізняється від структури цих самих матеріалів у компактному стані, що обумовлюється вкрай не рівноважними умовами їх формування. Структура напилених покриттів визначає їх експлуатаційні властивості, для неї характерна підвищена концентрація різноманітних дефектів, що призводить до утворення мікропор, блоків мозаїки, малокутових границь, скупчень дислокацій тощо, і як наслідок, зниження фізико-механічних властивостей. На кафедрі Матеріалознавства та технології металів Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова розроблено спосіб термічної обробки деформованих металів і сплавів, який забезпечує підвищення механічних властивостей, зокрема твердості напилених покриттів на 30...70 % та зниження теплопровідності до 30 %. Зміст способу полягає у формуванні полігонізаційної субструктури шляхом нагрівання металів та сплавів до температури початку первинної рекристалізації з короткочасною (до 10 хвилин) витримкою та наступного охолодження до температури навколишнього середовища зі швидкістю, яка унеможливує ріст субзерен [1]. Однак до теперішнього часу не досліджено вплив температурно-часових параметрів термічної обробки, яку назвали передрекристалізаційною, на розмір елементів субструктури, які визначають твердість покриттів. Тому *метою роботи* є дослідження впливу температурно-часових параметрів передрекристалізаційної термічної обробки на субструктуру електродугового покриття зі сталі 65Г.

Електродугове напилення проводили на установці КДМ-2 електродуговим розпилювачем ЕМ-14М. Як напилюваний матеріал використовували дріт марки 65Г (ГОСТ 9389-75). Твердість HV_5 визначали за ДСТУ ISO 6507-4:2008. Термічну обробку зразків проводили в лабораторній електричній печі СНОЛ-1.6.2.0.08/9-М1. Отримані зразки нагрівали до температури 300 °С, 400 °С та 500 °С. Зйомку дифрактограм виконували у випромінюванні молібдену ($\lambda=0,071069$ нм) на рентгенівському дифрактометрі ДРОН-3. За зразок-еталон прийнято відпалений при температурі 800 °С зразок із технічно чистого заліза марки Э12 (ГОСТ 3836-83).

Результати впливу температурно-часових параметрів термічної обробки на твердість покриттів представлені на рисунку 1.

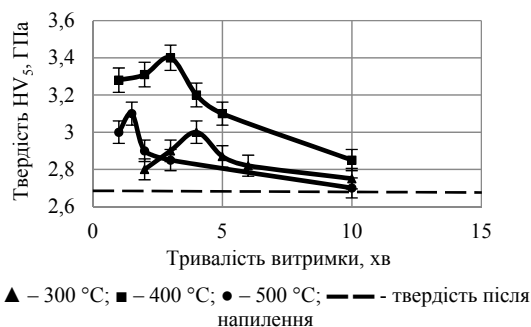


Рисунок 1. Залежність твердості електродугових покриттів з дроту 65Г від температурно-часових параметрів при передрекристалізаційній термічній обробці

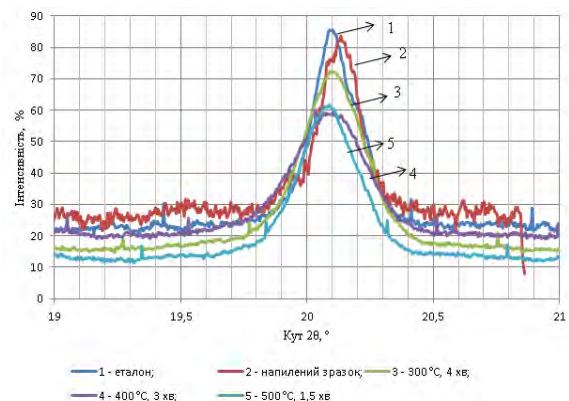


Рисунок 2. Дифрактограми досліджуваних зразків

Згідно з наведеними даними встановлено, що залежність носить екстремальний характер з виразним максимумом. Максимальний приріст твердості спостерігається при температурі 400 °С та витримці 3 хв та складає 26 % відносно деформованого стану.

Визначали розмір областей когерентного розсіювання (ОКР) за формулою Шеррера та методом гармонічного аналізу [2], кількість наноструктурних елементів [3] та кут розорієнтування субзерен [4] за дифрактограми (рисунок 2) для напилених та термооброблених зразків (таблиця 1).

Таблиця 1. Розміри ОКР, кількість наноструктурних елементів та кут розорієнтування субзерен напилених та термооброблених покриттів зі сталі 65 Г, визначені за формулою Шеррера та гармонічним аналізом

Обробка покриття	Значення розміру ОКР, нм		Відхилення, %	Кількість наноструктурних елементів, %	Кут розорієнтування субзерен, град
	За формулою Шеррера	Гармонічний аналіз			
Після напилення	149	121	18,8	21	0,1
300 °С, 4 хв	148	118	20,3	26	0,12
400 °С, 3 хв	106	85	19,8	33	0,15
500 °С, 1,5 хв	124	99	20,2	27	0,13

Наведені дані свідчать, що суттєве зменшення розміру ОКР та отримання максимальної кількості наноструктурних елементів забезпечує передрекristалізаційна обробка при температурі 400 °С протягом 3 хв. (рисунок 1), що обумовлено отриманням наномасштабної субструктури (85 нм).

Висновки. Встановлено, що оптимальним режимом передрекristалізаційної термічної обробки електродугового покриття зі сталі 65Г є: температура 400 °С, витримка протягом 3 хв, який забезпечує середній розмір ОКР – 85 нм та 33 % наноструктурних елементів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Пат. 88755 Україна МПК (2009) С23С 4/18. Спосіб нанесення покриттів / О. М. Дубовий, Т. А. Янковець, А. А. Карпеченко, О. О. Жданов; заявник і патентовласник Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. — № а 2009 02658, заявл. 23.03.2009; опубл. 10.11.2009, бюл. № 21.

2. Гладких, Л. И. Определение размера областей когерентного рассеяния и величины микродеформаций способом гармонического анализа формы дифракционного профиля / Л. И. Гладких, М. В. Решетняк // Методические указания, Харьков, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2005 – 24 с.

3. Черепанов, В. А. Рентгеновские методы исследования наноструктур // Руководство к лабораторным и практическим занятиям, Екатеринбург, Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Уральский государственный университет им. А.М. Горького», ч. 2, 2008 – 22 с.

4. Задоян, Д. М. Определение плотности избыточных дислокаций по рентгенографическим оценкам размеров кристаллических блоков и разориєнтування малоугольных границ / Д. М. Задоян, Л. А. Азизбеян, М. К. Валюженич // Физика твердого тела, 2003. – С. 177-179.

ДОСЛІДЖЕННЯ ХІМІЧНИХ ЗВ'ЯЗКІВ В ЕПОКСИКОМПОЗИТАХ ТРИБОТЕХНІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Садова О.Л., Кашицький В.П., Кушнірук А.С.
Луцький національний технічний університет (Україна)

Вступ та актуальність досліджень. ІЧ-спектроскопія є універсальним фізико-хімічним методом, який включає отримання, дослідження і застосування спектрів пропускання, поглинання і відбивання в інфрачервоній області спектра ($400\text{ см}^{-1}\dots 4000\text{ см}^{-1}$). Значний досвід використання методу ІЧ-спектроскопії та теоретичні розрахунки дозволили виділити ряд характерних частот, які зберігаються в результаті переходу від одних молекул до інших. Таку здатність використовують з успіхом для ідентифікації карбоксильних, гідроксильних, амідних, епоксидних та інших атомних груп у складних молекулах [1, 2].

Значне поширення отримали дослідження ІЧ-спектрів поглинання, які виникають в результаті поглинання ІЧ-випромінювання під час проходження його через речовину. При цьому молекули поглинають лише ті кванти, частоти яких відповідають частотам валентних, деформаційних і вібраційних коливань молекул. В результаті інтенсивність ІЧ-випромінювання на даних частотах різко падає та утворюються смуги поглинання [2].

Більшість ІЧ-смуг поглинання полімерів відповідає певним коливанням атомів в полімерному ланцюзі. Особливістю даного методу є те, що смуги однакових видів коливань атомної групи різних речовин розташовуються в певному діапазоні ІЧ-спектру, а положення максимумів поглинань останніх вказує на природу речовини. Число смуг поглинання, їх ширина, форма, інтенсивність визначаються структурою та хімічним складом речовини. Смуги коливання, які визначаються зміненням кутів, зустрічаються в області менших частот, ніж коливання, зв'язані з розтягненням відповідних зв'язків. Для оцінювання в полімерах відносного вмісту певних функціональних груп використовують метод «внутрішнього стандарту», тобто відношення інтенсивності поглинання двох смуг, виражене в значеннях оптичної густини (D) та значення півширини смуги поглинання ($b, \text{см}^{-1}$) [1-3].

Наявність смуг поглинання за певних частот у спектрі дає можливість аналізувати функціональні групи полімеру, що входять до складу його молекул, а зміна інтенсивності даних смуг порівняно з еталонами дозволяє здійснювати кількісний аналіз. Крім хімічного аналізу на коливальний спектр полімерів значний вплив здійснює положення одних ланок відносно інших, а також міжмолекулярна взаємодія між ланцюгами. Це дає можливість використовувати метод ІЧ-спектроскопії для вивчення структури, зокрема ступеня розгалуженості полімерного ланцюга, кристалічності полімеру, наявності подвійних і потрійних зв'язків, характеру міжмолекулярної взаємодії, характеру приєднання мономерних груп [2, 3].

Постановка задачі дослідження. Метою роботи є визначення типу хімічних зв'язків полінаповненого епоксикомпозитного матеріалу триботехнічного призначення методом ІЧ-спектроскопії.

Результати досліджень. ІЧ-спектри реєстрували на спектрофотометрі марки «IRAffinity-1» (Японія) у ділянці частот $400\dots 4000\text{ см}^{-1}$ однопроменевим методом у відбитому світлі. Розгортку спектру за хвильовими числами $\lambda^{-1} = \nu$ здійснювали на діаграмі у межах 225 мм у діапазоні вибраних частот. Хвильові числа визначали за допомогою комп'ютерної програми IRsolution. Похибка під час визначення хвильового числа складає $\nu = \pm 0,01\text{ см}^{-1}$, визначення точності розташування піку становить $\pm 0,125\text{ см}^{-1}$. Фотометрична точність становить $\pm 0,2\%$ в процесі програмного управління щільною, тривалість інтегрування – $t = 10\text{ с}$. Крок інтегрування – $\Delta\lambda = 4\text{ см}^{-1}$. Матеріал попередньо висушували за температури $T = 373 \pm 2\text{ К}$ впродовж $t = 20\text{ хв}$, перемішували у агатовій ступці з порошком KBr, а далі на гідравлічному пресі із зусиллям $F = 20\text{ МПа}$ формували

зразки за співвідношенням: досліджуваний матеріал – 1 мг, KBr – 300 мг.

Для дослідження вибрано зразок із композитного матеріалу триботехнічного призначення на основі епоксидного в'язучого (ЕД-20), який наповнений порошками оксиду міді, чистої міді та подрібненим вуглецевим волокном в кількості 100 мас. ч., 16 мас. ч. та 2 мас. ч. відповідно. Епоксикомпозитні зразки формували в прес-формі під тиском 300 МПа протягом 24 год, після чого проведено попередню обробку (витримка за 40° С протягом 3 год.) та основну термічну обробку за ступінчастим режимом: 1 год за 50° С, 1 год за 100° С, 4 год за 120° С.

Проаналізувавши ІЧ-спектр поглинання досліджуваного епоксикомпозитного матеріалу, виявлено існування деформаційних та валентних коливань певних груп атомів. В інтервалі частот 400...1500 см^{-1} зафіксовано складний спектр смуг поглинання. В даному спектрі виявлено наявність деформаційних коливань -N-H- , -O-H- , -C-H- та валентних коливань -C-C- , -C-O- , -C-N- груп. Дана область характеризується оптичною густиною $D = 0,28$ і півшириною $b = 10,7 \text{ см}^{-1}$ та $D = 0,27$ і $b = 14,7 \text{ см}^{-1}$ за частот $\nu = 486,06 \text{ см}^{-1}$ і $\nu = 1458,18 \text{ см}^{-1}$ відповідно. Наявність поглинання за частоти $\nu = 829,39 \text{ см}^{-1}$ ($D = 0,21$, $b = 25,0 \text{ см}^{-1}$) вказує на існування маятникових коливань метиленової групи [1, 4]. Нижчі значення оптичної густини вказують на вищу ступінь структурування епоксикомпозитного матеріалу.

Групові коливання з'єднань з подвійними зв'язками (C=C , C=O , C=N) присутні в інтервалі частот 1500...1800 см^{-1} . Ці коливання не є повністю валентними, оскільки в них велику участь приймають прилеглі кути і зв'язки. Оптичну густину $D = 0,29$ і півширину $b = 13,3 \text{ см}^{-1}$ зафіксовано за частоти $\nu = 1508,33 \text{ см}^{-1}$. Частоти $\nu = 1620,21 \text{ см}^{-1}$ та $\nu = 1747,51 \text{ см}^{-1}$ характеризуються оптичними густинами $D = 0,33$ і $D = 0,24$ та півширинами смуг поглинання $b = 9,3 \text{ см}^{-1}$ і $b = 19,7 \text{ см}^{-1}$ відповідно. Наявність даних смуг поглинання пов'язано із коливаннями, в яких спостерігається розтяг відповідних зв'язків, які є стійкішими, що вказує на більш повне зшивання епоксикомпозитного матеріалу [2, 4].

В області існування потрійних зв'язків $\text{C}\equiv\text{C}$, $\text{C}\equiv\text{N}$ (2000...2300 см^{-1}) наявна смуга поглинання за частоти $\nu = 2360,87 \text{ см}^{-1}$, яка має оптичну густину $D = 0,32$ та півширину $b = 20,0 \text{ см}^{-1}$.

В області високих частот 2700...4000 см^{-1} наявні смуги поглинання, які відповідають валентним коливанням груп, що містять легкий атом водню (C-H , N-H , O-H). За частоти $\nu = 2924,09 \text{ см}^{-1}$ оптична густина становить $D = 0,36$, а півширина $b = 28,7 \text{ см}^{-1}$. За частоти $\nu = 3417,86 \text{ см}^{-1}$ досліджуваний матеріал характеризується підвищеною оптичною густиною $D = 0,59$ та меншою півшириною смуги поглинання $b = 22,7 \text{ см}^{-1}$, що вказує на наявність непрореагованих функціональних груп.

Висновки. Встановлено, що розроблений епоксикомпозитний матеріал триботехнічного призначення характеризується високим ступенем структурування, оскільки присутні стійкі подвійні зв'язки в інтервалі частот 1500...1800 см^{-1} .

ЛІТЕРАТУРА

1. Рабек Я.Р. Экспериментальные методы в химии полимеров: пер. с англ. под ред. В.В. Коршака.- М.: Мир, 1983. – Ч.1. – 384 с.
2. Казицына Л.А. Применение УФ-, ИК- и ЯМР-спектроскопии в органической химии: учеб. пособие / Л.А. Казицына, Н.Б. Куплетская. – М: Высш. школа, 1971. – 264 с.
3. Стухляк П.Д. Епоксикомпозитні матеріали, модифіковані ультрафіолетовим опроміненням / П.Д. Стухляк, А.В. Букетов. – Тернопіль: Збруч, 2009. – 237 с.
4. Цьомко М.І. Фізичні методи дослідження речовин: Техніка ІЧ-спектроскопічних досліджень (огляд) / М.І. Цьомко, Г.О. Сіренко, І.В. Мазепа. – Вісник Прикарпатського національного університету ім. В. Стефаника: серія хімії. – 2012. – Вип. 14. – С. 109-129.

ДИНАМІКА ПОШИРЕННЯ ТРІЩИН У КОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛАХ, НОПОВНЕНИХ ЧАСТКАМИ ВУГЛЕЦЕВИХ НАНОТРУБОК

Сапронов О.О., Букетова Н.М., Лещенко О.В.
Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Перспективним на сьогодні є розроблення нових матеріалів із комплексом покращених чи нових властивостей. Використання епоксидних наноккомпозитів (НКМ) і захисних покриттів на їх основі дозволяє забезпечити комплекс поліпшених властивостей, що дає можливість застосовувати їх у багатьох галузях промисловості. Так, при експлуатації нанесеного покриття на корпусні деталі автомобільного, морського, залізничного транспорту виникає необхідність протидіяти навантаженням ударного характеру. Вплив подібних навантажень призводить до появи мікроруйнувань у вигляді тріщин, а отже і зниження захисних функцій покриттів. Тому перспективним є дослідження впливу вуглецевих добавок на особливості поширення тріщин у композитних матеріалах.

Мета роботи. Встановити оптимальний вміст вуглецевих нанотрубок у композитних матеріалах для забезпечення тріщиностійкості захисних покриттів.

Результати дослідження. Для оцінки особливостей зародження і поширення тріщин при ударному навантаженні вважали за доцільне провести аналіз зміни навантаження (P) у часі та залежності деформації КМ (Δl) від навантаження (P).

Аналіз залежності навантаження від тривалості удару КМ з частками вуглецевих нанотрубок (ВНТ) за вмісту $q = 0,010$ мас.ч. свідчить, що для НКМ, порівняно з полімерною матрицею, максимальне значення навантаження в момент руйнування зразка збільшується до $\Delta P = 0,8$ кН, а час поширення тріщини збільшується до $\Delta t = 0,07$ мс (порівняно із епоксидною матрицею). Отже, перебіг фізико-хімічних процесів у епоксидному олігомері за присутності нанодисперсної складової оптимального вмісту зумовлює формування наноккомпозиту із максимальною стійкістю до критичних деформацій згинання та удару. Параметри ВНТ в полімерній матриці значно відрізняються від параметрів нанотрубок у вільному стані. Персистентна довжина зменшується вдвічі, а фрактальна розмірність збільшується при впливі ультразвукового диспергування. У свою чергу зменшення персистентної довжини гнучкої ВНТ свідчить про зростання гнучкості наноккомпозиту в цілому. Додатковим підтвердженням наведених положень є отримане значення критичної деформації. Отже, максимальне значення критичної деформації серед досліджуваних НКМ становить $l = 0,90$ мм (для НКМ із вмістом ВНТ $q = 0,010$ мас.ч.), що на $\Delta l = 0,35$ мм, більше у порівнянні із епоксидною матрицею. При введенні у епоксидний зв'язувач часток ВНТ у кількості $q = 0,025 \dots 0,050$ мас.ч. спостерігали зменшення значення навантаження в момент руйнування КМ до $P = 9,8 \dots 10,3$ кН і часу поширення тріщини до $\Delta t = 0,50 \dots 0,70$ мс. Враховуючи можливість формування агломератів у зв'язувачі за присутності ВНТ із значною поверхневою енергією, спостерігали погіршення досліджуваних показників (P , τ). Подальше збільшення вмісту ВНТ ($q = 0,075 \dots 0,100$ мас.ч.) призводить до зменшення показників P , τ , l за рахунок формування дефектної структури у об'ємі полімеру, відповідно при поширенні тріщини з великою швидкістю під час удару такі НКМ легко руйнуються. Тобто такі матеріали характеризуються кінетичною невірноваженим станом гетерогенної полімерної системи.

Висновки. Встановлено збільшення на 30...40 % часу поширення тріщин при ударному навантаженні композитного матеріалу із вмістом часток ВНТ $q = 0,010$ мас.ч. порівняно із епоксидною матрицею і досліджуваними матеріалами. Це підтверджує здатність розроблених матеріалів чинити опір деформаціям згинання і удару.

ДОСЛІДЖЕННЯ АКТИВНОСТІ ПОВЕРХНІ ДИСПЕРСНОГО КОНВЕРТЕРНОГО ШЛАМУ МЕТОДОМ ІЧ-СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛІЗУ

¹Сапронова А.В., ²Яцюк В.М.

¹Херсонська державна морська академія (Україна)

²Тернопільський національний педагогічний університет (Україна)

Вступ. При обробці вогненно-рідких металургійних шлаків водою відбувається різке охолодження шлакового розплаву і його грануляція – дроблення на окремі дрібні зерна. Структура зерен аморфна. Насипна щільність гранульованого шлаку коливається в широких межах – 600...120 кг/м³. Це пов'язано з тим, що залежно від властивостей шлакового розплаву і технології грануляції зерна гранульованого шлаку можуть утворюватись щільними або пористими. Пористість гранульованого шлаку коливається в межах 60...70%, що представляє значний інтерес при використанні таких добавок як наповнювачів для епоксидних композитів. Враховуючи, що введення наповнювачів у епоксидний зв'язувач передбачає утворення різних видів хімічної та фізичної взаємодії при зшиванні епоксикомпозитів на межі поділу фаз «зв'язувач – наповнювач», актуальним є дослідження активності поверхні часток спектральними методами. Це дозволяє більш глибоко зрозуміти особливості перебігу фізико-хімічних процесів при формуванні наповнених епоксикомпозитів, що дозволяє створювати нові матеріали з прогнозованими властивостями.

Мета роботи – провести аналіз хімічних зв'язків на поверхні дисперсних часток гранульованого шлаку.

Результати досліджень та їх обговорення. Вихідним матеріалом для експериментальних досліджень є гранульований шлак (ГШ), який характеризується наступним складом, %: SiO₂ – 38,67; Al₂O₃ – 5,90; Fe₂O₃ – 0,08; FeO – 0,43; MgO – 6,70; MnO – 0,69; CaO – 44,96; S – 1,50; Fe – 0,39. Дисперсність часток становить $d = 70 \dots 80$ мкм.

Для дослідження хімічних зв'язків на поверхні часток наповнювача використовували ІЧ-спектральний аналіз. Аналіз ІЧ-спектрів проводили за законом Ламберта-Бера, враховуючи при цьому значення інтенсивності пропускання (T , %) і напівширини (b), площі (S) смуг поглинання.

Згідно ІЧ-спектрального аналізу часток ГШ у діапазоні хвильових чисел $\Delta\nu = 561,99 \dots 487,99$ см⁻¹ опосередковано свідчить про присутність з'єднань Mg-O, Mn-O, S, Ca-O та мінеральних домішків. Смуга поглинання при хвильовому числі $\nu = 891,11$ см⁻¹ свідчить про наявність валентних коливань зв'язків -C-C-, -C-O-.

Смуги поглинання при хвильовому числі $\nu = 1195,87 \dots 1120,64$ см⁻¹ свідчить про валентні коливання зв'язків -C-O- та з'єднання Si-O₂. При чому відносна величина площі піку $S = 91,95$ % вказує на значну їх кількість (при $\nu = 1120,64$ см⁻¹) [1].

Отже, ІЧ-спектральний аналіз наповнювача ГШ, дозволяє констатувати про можливість фізико-хімічної взаємодії часток із боковими групами та сегментами зв'язувача.

Висновки. На основі проведених досліджень можна констатувати, що використання відходів промисловості, таких як гранульований шлак для формування епоксидних композитів і покриттів на їх основі є досить ефективним. При цьому забезпечується утилізація відходів та водночас можливе поліпшення експлуатаційних характеристик епоксидних композитів за рахунок значної кількості хімічних зв'язків на поверхні наповнювача.

ЛІТЕРАТУРА

1. Накамото К. ИК-спектры и спектры КР неорганических и координационных соединений: пер. с англ. – М.: Мир, 1991. – 536 с.

ВЛИЯНИЕ МОДИФИКАТОРА 4,4 -СУЛЬФОНИЛБИС(4,1-ФЕНИЛЕН)БИС(N, N – ДИЭТИЛДИТИОКАРБАМАТА) НА ФИЗИКО - МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЭПОКСИДНОЙ МАТРИЦЫ

Сметанкин С.А.

Херсонская государственная морская академия (Украина)

Постановка проблемы. Объективные потребности развития различных отраслей техники обусловили создание новых конструкционных материалов с высокой прочностью и большими значениями модуля упругости на металлической, керамической и полимерной основах. Неумолимые законы природы диктуют необходимость резкого увеличения прочностных характеристик изделий и покрытий при минимизации их массы. Это становится возможным при изготовлении композиционных материалов на полимерной основе.

Цель работы – исследовать влияние модификатора 4,4 – сульфонилабис(4,1 – фенилен)бис(N, N – диэтилдитиокарбамата) на физико-механические свойства эпоксидной матрицы для формирования покрытий с повышенными прочностными характеристиками.

Материалы и методика исследования. Исходя из приведенного выше, в качестве основного компонента для связующего при формировании КМ выбран эпоксидный диановый олигомер марки ЭД-20 (ГОСТ 10587-84). В качестве модификатора использован 4,4 – сульфонилабис(4,1 – фенилен)бис(N, N – диэтилдитиокарбамат), который далее в тексте будем называть сокращено - СФЭК. Модификатор вводили в количестве от 0,10 до 2,00 масс.ч. на 100 масс.ч. эпоксидного олигомера ЭД-20. Для сшивания эпоксидных композиций использован отвердитель полиэтиленполиамин ПЭПА (ТУ 6-05-241-202-78).

В работе исследовано влияние модификатора СФЭК на физико-механические свойства эпоксидной матрицы для формирования покрытий с повышенными коррозионными и эксплуатационными характеристиками.

Результаты проведенных исследований приведены в табл. 1.

Таблица 1. Физико-механические свойства композитов, наполненных модификатором СФЭК

Содержание СФЭК, q , масс.ч	E , ГПа	$\sigma_{изг}$, МПа	W , кДж/м ²
-	2,9	48	7,8
0,10	2,8	56	9,5
0,25	2,9	57	9,6
0,50	2,9	58	10,5
0,75	2,9	59	8,8
1,00	3,0	61	9,5
1,25	3,3	64	9,7
1,50	3,4	65	11,4
1,75	3,6	52	9,7
2,00	3,7	46	7,2

На этапе, выше указанных физико-механических исследований модифицированных образцов, при введении СФЭК наблюдали динамику роста показателей физико-механических свойств. В процессе исследований, экспериментально установлено (табл. 1), что введение в эпоксидный олигомер модификатора ($C_{22}H_{28}N_2O_2S_5$) в незначительном содержании $q = 0,10$ масс.ч. и дальнейшем увеличении его концентрации до $q = 0,75$ масс.ч. с учетом погрешности эксперимента не приводит к росту модуля упругости, сохраняя

показатель не модифицированной матрицы $E = 2,9$ ГПа.

Следует отметить, что при введении модификатора в количестве $q = 1,00 \dots 1,75$ масс.ч. наблюдали монотонное увеличение модуля упругости от $E = 3,0$ ГПа до $E = 3,6$ ГПа. Максимальное увеличение модуля упругости при изгибе КМ ($E = 3,7$ ГПа) установлено при введении в связующее – модификатора СФЭК в количестве $q = 2,00$ масс. ч.

Параллельно исследовали разрушающие напряжение при изгибе от содержания модификатора СФЭК. Установлено, что разрушающие напряжения при изгибе для эпоксидной матрицы составляют $\sigma_{изг} = 48$ МПа (табл. 1). В процессе экспериментальных исследований установили, что введение в эпоксидный олигомер модификатора в незначительной концентрации $q = 0,10$ масс.ч. приводит к резкому росту показателя разрушающего напряжение при изгибе до $\sigma_{изг} = 56$ МПа.

Введение модификатора в количестве $q = 0,25 \dots 1,00$ масс.ч. приводит к монотонному увеличению показателей до $\sigma_{изг} = 57 \dots 61$ МПа. При дальнейшем введении модификатора в количестве $q = 1,25 \dots 1,50$ масс.ч. (табл. 1) формируется максимальный диапазон, значение которого в пределах погрешности эксперимента составляет $\sigma_{изг} = 65$ МПа. Последующее введения модификатора в количестве $q = 1,75 \dots 2,00$ масс.ч. приводит к существенному снижению результатов ($\sigma_{изг} = 52 \dots 46$ МПа.) последнее значение которого, отметим, даже меньше чем исходной матрицы. Следует подчеркнуть, что анализ данных $\sigma_{изг} - q$ до максимального его значения позволил выявить сходную тенденцию относительно показателей $E - q$. Это подтверждает результаты экспериментальных исследований, приведенных выше (табл. 1), и говорит о достоверности полученных экспериментальных результатов.

В дальнейшем исследовали ударную вязкость эпоксикомпозитов, наполненных модификатором СФЭК (табл. 1). Экспериментально установлено, что при введении модификатора в количестве $q = 0,10 \dots 0,25$ масс. ч. ударная вязкость КМ значительно увеличивается относительно исходной матрицы ($W = 7,27$ кДж/м²) и составляет $W = 9,5 \dots 9,6$ кДж/м². Первое максимальное значение ($W = 10,5$ кДж/м²) установлено при введении модификатора в количестве $q = 0,50$ масс. ч. Введение модификатора в количестве $q = 0,75$ масс. ч. приводит к снижению результата до $W = 8,8$ кДж/м². Дальнейшее введение модификатора СФЭК в связующее в количестве $q = 1,00 \dots 1,25$ масс. ч. приводит к незначительному монотонному повышению показателей до $W = 9,5 \dots 9,7$ кДж/м². Второй максимум обнаружен при содержании модификатора в количестве $q = 1,50$ масс.ч. показатель которого составляет $W = 11,4$ кДж/м². При дальнейшем введении модификатора СФЭК в количестве $q = 1,75 \dots 2,00$ масс.ч. наблюдали резкое ухудшение показателей до $W = 9,7 \dots 7,2$ кДж/м².

Выводы. Установлено, что для формирования матрицы с улучшенными физико-механическими свойствами необходимо в эпоксидный олигомер ЭД-20 (100 масс.ч.) вводить модификатор СФЭК в количестве $q = 1,50$ масс.ч. В таком случае формируется материал со следующими свойствами: разрушающие напряжения при изгибе $\sigma_{изг} = 65$ МПа, модуль упругости при изгибе – $E = 3,4$ ГПа.

Дополнительно установлено, что полученные показатели ударной вязкости композитов при введении в связующее СФЭК увеличиваются, по сравнению с эпоксидной матрицей. При этом максимальной способностью противодействовать ударным нагрузкам и его трещиностойкости отмечается композитный материал с содержанием наполнителя $q = 1,50$ масс.ч. Ударная вязкость такого композита составляет – $W = 11,4$ кДж/м².

ВЛИЯНИЕ МОДИФИКАТОРА $C_{13}H_{12}Cl_2N_2$ НА АДГЕЗИОННЫЕ СВОЙСТВА ЭПОКСИДНОЙ МАТРИЦЫ

Сметанкин С.А., Кулинич В.Г., Андрейчук В.С.
Херсонская государственная морская академия (Украина)

Постановка проблемы. Развитие различных отраслей техники вызывает определенные потребности, которые сводятся к созданию новых конструкционных материалов с высокими эксплуатационными свойствами. Это становится возможным при изготовлении композиционных материалов (КМ) на полимерной основе. Закон спроса и предложения постоянно вызывает необходимость в создании новых, улучшенных КМ, обладающих хорошим соотношением цена - качество. Одним из способов создания таких материалов является модифицирование различными добавками эпоксидного связующего, с помощью чего задаются требуемые технические параметры материала.

Цель работы – исследование влияния модификатора $C_{13}H_{12}Cl_2N_2$ на адгезионные свойства эпоксидной матрицы к металлической основе марки Ст 3.

Материалы и методика исследования. В качестве матрицы использовали эпоксидную диановую смолу марки ЭД-20 (ГОСТ 10587-84). Модификатор для связующего был выбран $C_{13}H_{12}Cl_2N_2$ (КГХН) (карбон-13-водород-12-хлор-2-нитроген-2). КГХН был введен в матрицу в следующем диапазоне концентраций: $q = 0,10 \dots 2,0$ масс.ч. В качестве отвердителя для эпоксидных композиций применяли полиэтиленполиамин ПЭПА (ТУ 6-05-241-202-78).

В работе исследовали влияние модификатора КГХН на адгезионные свойства эпоксидной матрицы для формирования покрытий с улучшенными адгезионными характеристиками.

Результаты исследований приведены в табл. 1.

Таблица 1. Адгезионные свойства композитов, модифицированных КГХН

Содержание КГХН, q , масс.ч	σ_a , МПа	τ , МПа
матрица	24,8	8,5
0,10	14,9	4,2
0,25	17,7	8,9
0,50	17,5	6,2
1,00	15,2	8,5
1,25	20,6	5,7
1,50	14,6	5,5
2,00	15,5	8,2

Экспериментально установлено, что адгезионная прочность при отрыве эпоксидной матрицы к стальной основе марки Ст 3 (контрольные образцы) составляет:

- нормальные напряжения: $\sigma_a = 24,8$ МПа
- тангенциальные напряжения: $\tau = 8,5$ МПа.

Введение в эпоксидный олигомер модификатора КГХН в количестве $q = 0,10$ масс.ч. приводит к существенному уменьшению от $\sigma_a = 24,8$ МПа до $\sigma_p = 14,9$ МПа показателей адгезионной прочности при отрыве КМ от стальной основы марки Ст 3. Дальнейшее введение модификатора в количестве $q = 0,25 \dots 0,50$ масс.ч. (табл. 1) позволяет констатировать о незначительном повышении показателей адгезионной прочности до $\sigma_a = 17,5 \dots 17,7$ МПа. Дальнейшее увеличение концентрации модификатора до $q = 1,00$ масс.ч. приводит к снижению показателей адгезии до $\sigma_a = 15,2$ МПа.

Формирование КМ с содержанием КГХН в количестве $q = 1,25$ масс.ч. обеспечивает формирование материала с максимальными показателями адгезионной прочности при разрыве ($\sigma_a = 20,6$ МПа). Однако, этот показатель является меньшим, чем экспериментально установленные значения для исходной эпоксидной матрицы (контрольной точки) – $\sigma_a = 24,8$ МПа (табл. 1). Это свидетельствует о том, что структурные элементы модификатора активно взаимодействуют как с эпоксидным связующим, так и с металлической основой. Считали, что именно наличие модификатора ослабляет влияние сил межмолекулярного взаимодействия на границе раздела фаз «полимер - модификатор», «полимер - стальная основа марки Ст 3».

Последующее введение модификатора в количестве $q = 1,75...2,00$ масс.ч. также приводит к существенному снижению результатов до $\sigma_a = 14,6...15,5$ МПа относительно исходной матрицы, что позволяет утверждать об усилении взаимодействия между молекулярной сеткой полимера с модификатором.

Зависимость адгезионной прочности КМ при сдвиге от количества модификатора показала похожую тенденцию. В частности, при введении модификатора КГХН при содержании $q = 0,10$ масс.ч. наблюдали существенное ухудшение показателя адгезионной прочности при сдвиге от $\tau = 8,5$ МПа (для исходной матрицы) до $\tau = 4,2$ МПа. Напротив, при введении модификатора в количестве $q = 0,25$ масс.ч. показатели адгезионной прочности при сдвиге наблюдали в пределах статистической погрешности (фактически не изменились) и составляют $\tau = 8,9 \pm 0,2$ МПа (табл. 1). Дальнейшее увеличение концентрации модификатора не привело к улучшению результатов, а лишь показало скачкообразный, неравномерный характер влияния модификатора на свойства эпоксидного связующего относительно концентрации добавки. Так, формирование КМ с содержанием КГХН в количестве $q = 1,00$ и $2,00$ масс.ч. показало практически те же результаты, что и для матрицы – $\sigma_a = 8,5$ и $8,2$ МПа, а для КМ с количеством добавки – $q = 0,50$, $q = 1,25$ и $q = 1,50$ масс.ч. наблюдали существенное ухудшение адгезионной прочности при сдвиге (табл. 1).

Отдельно стоит подчеркнуть, что для КМ с модификатором КГХН в количестве $q = 0,25$ масс.ч. наблюдали следующее. Показатели адгезионной прочности при отрыве и сдвиге разработанных материалов от стальной основы марки Ст 3 коррелируют и в совокупности демонстрируют наиболее лучшие результаты.

Заметим, что результаты исследований не показывают заметного улучшения адгезионной прочности, сравнительно исходной матрицы. На основе этого можно сделать вывод, что использование модификатора КГХН в качестве добавки, улучшающей адгезионные свойства КМ является не совсем целесообразным.

Выводы. Установлено, что введение в эпоксидный олигомер ЭД-20 (100 масс.ч.), модификатора КГХН в количестве $q = 0,25$ масс.ч. приводит к формированию материала со следующими оптимальными свойствами: адгезионная прочность при отрыве от стальной основы марки Ст 3 – $\sigma_a = 17,7$ МПа, адгезионная прочность при сдвиге стальной основы марки Ст 3 – $\tau = 8,5$ МПа. Проведен сравнительный анализ результатов исходной матрицы (контрольного образца) и модифицированных материалов, который показал нецелесообразность использования модификатора КГХН в качестве добавки, улучшающей адгезионные свойства эпоксидной матрицы.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ НАПЫЛЕННОГО ПОКРЫТИЯ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ НА ТЕРМОСТОЙКОСТЬ

Спихтаренко В.В., Лой С.А., Матвиенко М.В., Морозов А.Ю.
*Херсонский филиал Национального университета кораблестроения
имени адмирала Макарова (Украина)*

Для повышения работоспособности и долговечности деталей газовых турбин широко используются специальные защитные покрытия [1, 2]. Эти покрытия должны обладать достаточной пластичностью и прочностью и не растрескиваться под действием механических и термических нагрузок. На сопротивление покрытия разрушению большое влияние оказывают термические напряжения, возникающие в результате разности коэффициентов линейного температурного расширения (КЛТР) подложки и напыленного слоя, изменения температуры как в процессе изготовления (нанесения покрытия и термообработки), так и работы детали.

Для оценки термостойкости покрытия проводят специальные лабораторные испытания [3], в которых образцы с нанесенным покрытием многократно нагревают и охлаждают в диапазоне температур 100...1200°C. Критерием термостойкости при этом является состояние покрытия после испытаний, в частности, отсутствие трещин и отслоений от подложки. К сожалению, при этом, как правило, не анализируется количественное влияние отдельных параметров, таких например, как соотношение толщин покрытия и подложки, их жесткостей, КЛТР, наличие начальных напряжений и т.д. Это затрудняет обобщение результатов многочисленных экспериментов, проводимых на образцах из различных материалов подложек и покрытий. Поэтому изучение напряженного состояния при нагреве-охлаждении образцов с покрытиями и влияния на него различных факторов актуально.

Исследования выполнялись методом компьютерного моделирования на базе метода конечных элементов [4]. Исследовали образцы типа плоской пластины с нанесенным на верхнюю поверхность покрытием, которые обычно используются при испытаниях на термостойкость. Анализировались поля и эпюры напряжений в упругой стадии работы на образцах с покрытием при повышении температуры на $\Delta T = 100$ град.

Изучались два варианта моделей: с покрытием малой (вариант 1) и большой (вариант 2) жесткости. В обоих вариантах КЛТР материала покрытия принимался меньше, чем у материала подложки. Принятые при моделировании размеры и физико-механические свойства приведены в табл.1. Коэффициенты Пуассона $\mu = 0,3$.

Таблица 1. Толщины слоев и свойства материалов

Слой	Толщина, мм a_i	Модуль упругости, МПа E_i		КЛТР, 1/град α_i
		вариант 1	вариант 2	
подложка	1,0 и 2,0мм	$2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	$12 \cdot 10^{-6}$
покрытие	от 0,1 до 1,0м	$0,5 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^{-6}$

Анализ полей продольных, поперечных и касательных напряжений в сечении узла показал, что их характер практически одинаков в обоих вариантах узлов и при всех соотношениях толщин. На большей части длины узла продольные напряжения сохраняют постоянную величину и только вблизи торца, на расстоянии, равном толщине, начинают заметно снижаться. Это соответствует общим принципам механики и говорит о том, что на большей части длины образца в средней его части поперечные сечения остаются плоскими, искривляясь только вблизи торцов.

Это подтверждают и поля поперечных и касательных напряжений. На большей части длины они близки к нулю а появляются и растут только вблизи торцов, достигая максимума

на боковой поверхности. При этом максимальные касательные напряжения сосредоточены на поверхности раздела покрытие-подложка.

Анализ полей и эпюр показывает, что максимальные (по модулю) величины продольных и поперечных напряжений противоположны по знаку. При нагреве максимальные продольные сжимающие напряжения возникают в материале подложки, а максимальные растягивающие в напыленном слое на границе раздела

Для оценки адекватности результаты компьютерного моделирования напряжений в образцах с покрытием сравнивались с аналитическим решением для двухслойной пластины по методике, изложенной в [5]. Методика основывается на гипотезе плоских сечений и позволяет определить только продольные напряжения в средней части образца.

Сравнение результатов аналитических расчетов и компьютерного моделирования показал, что уровень продольных напряжений в любой точке при одних и тех же жесткостях материалов подложки и напыленного слоя зависят только от соотношения толщин слоев, оставаясь неизменными при изменении толщин. Результаты расчетов и моделирования продольных напряжений полностью совпали (рис.1).

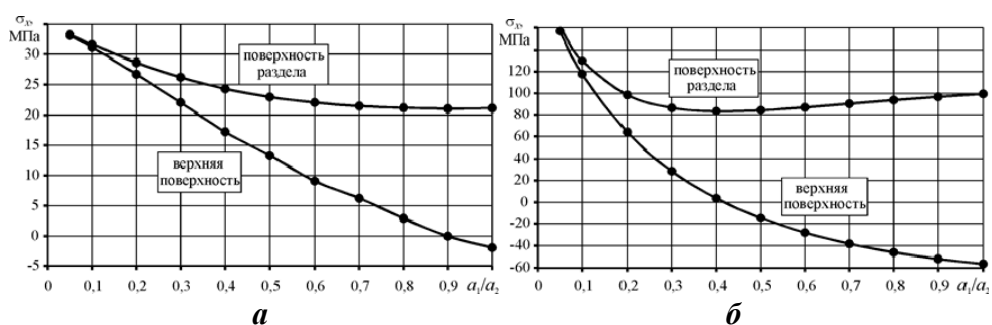


Рисунок 1. Зависимость продольных напряжений от соотношения толщин слоев a_1/a_2 в покрытии малой (а) и большой (б) жесткости при нагреве на 100°C

Выводы:

1 Методами аналитического расчета и компьютерного моделирования установлены количественные зависимости напряжений при нагреве и охлаждении образцов с напыленным покрытием.

2 Уровень и характер распределения продольных напряжений на большей части образца с напыленным покрытием могут быть определены аналитическим расчетом, поперечные и касательные напряжения – только компьютерным моделированием.

3 При термоциклировании образцов с напыленным покрытием в последнем создаются растягивающие напряжения, создающие условия для хрупкого разрушения, как на стадии нагрева (продольные в средней части образца), так и на стадии охлаждения (поперечные на торцевых поверхностях). Вблизи торцов на границе раздела возникают касательные напряжения, создающие условия для отслоения покрытия.

ЛІТЕРАТУРА

1 Коломыцев П.Т. Газовая коррозия и прочность никелевых сплавов.- М.:Металлургия, 1984. – 215 с.

2. Мовчан Б.А., Малашенко Н.С. Жаростойкие покрытия, осаждаемые в вакууме. - Киев: Наукова думка, 1983. – 231 с.

3 Лой С.А., Дубовой А.Н. Повышение эффективности плазменного напыления защитных покрытий /Збірник наукових праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 1999. - № 2 (362). – С. 68 – 75.

4 Лебедев В.А., Лой С.А., Ермолаев Г.В., Матвиенко М.В., Напряженное состояние напыленного покрытия при испытаниях на термостойкость // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2014. – 11(119). С. 8 – 12.

5 Ермолаев Г.В., Кручинов В.Н. Напряжения и деформации в паяных соединениях. Технология судостроения и сварочного производства. Сб. научных трудов, Николаев, НКИ, 1983, С. 48-57.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НВЧ-ОБРОБКИ НА ТЕПЛОСТІЙКІСТЬ ЕПОКСИКОМПОЗИТІВ З КРУПНОДИСПЕРСНИМИ ЧАСТКАМИ

Стухляк П.Д., Голотенко О.С., Бадищук В.І.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Дослідження теплофізичних властивостей композитних матеріалів (КМ) дає цінну інформацію про їх внутрішню будову і є одним з ключових факторів, котрі визначають умови експлуатації захисних покриттів.

Одним із перспективних шляхів підвищення теплостійкості полімерних матеріалів, є наповнення матриці дисперсними частками різних розмірів з подальшою обробкою зовнішніми енергетичними полями, зокрема надвисокочастотним (НВЧ) електромагнітним полем [1].

З метою підвищення теплостійкості захисних покриттів, епоксидну матрицю (100 мас.ч. ЕД-20, 16 мас.ч. ПДЕА-4) суміщали з крупнодисперсними (60...65 мкм) частками (лускатий графіт, SiC, B₄C) у кількості 30 мас.ч. на 100 мас.ч. ЕД-20 з подальшою НВЧ обробкою даної суміші тривалістю $\tau = 30...120$ с. Далі проводили полімеризацію з допомогою низькотемпературного твердника ПЕПА (8 мас.ч. ПЕПА на 100 мас.ч. ЕД-20). Теплостійкість матеріалів (за Мартенсом) визначали згідно ГОСТ 21341-75.

На рис. 1 бачимо характер зміни кривих теплостійкості досліджуваних матеріалів.

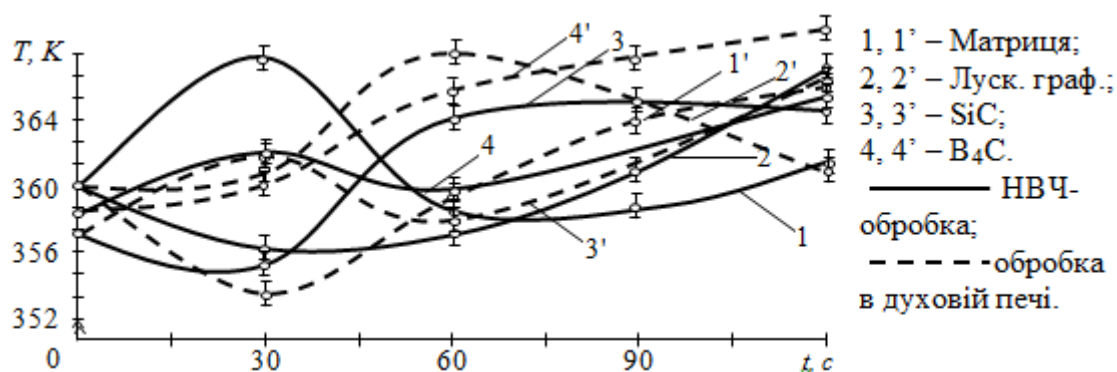


Рисунок 1. Залежність теплостійкості епоксикомпозитів, наповнених крупнодисперсними частками від часу НВЧ-обробки.

Як бачимо, характерним є наявність екстремумів при часі обробки $\tau = 30$ та 60 с відповідно, при чому для $\tau = 30$ с максимальне значення теплостійкості ($T = 368$ K) спостерігали для ненаповненої епоксидної матриці. Доведено, що така тривалість обробки є оптимальною. Отриманий результат додатково підтверджений ІЧ-спектральними дослідженнями. У такому матеріалі спостерігали зміщення смуги $1000...1100$ см⁻¹ (область епоксидного циклу) на 45 см⁻¹ в сторону менших хвильових чисел у порівнянні із матеріалом, затвердженим при звичайних умовах, а збільшення інтенсивності піка пропускання свідчить про зниження кількості дефектів у низькомолекулярної фракції.

Аналогічну тенденцію зміни теплостійкості спостерігали і для матеріалу на основі карбиду бору. Для КМ, наповнених карбідом кремнію та лускатим графітом, підвищення теплостійкості відбувається при часі обробки $\tau = 30...60$ с та $\tau = 60...120$ с відповідно. У такому випадку, із збільшенням часу обробки, відносний коефіцієнт пропускання Δ зменшується, що, на нашу думку пов'язано із збільшенням густини низькомолекулярної області в структурі полімеру.

ЛІТЕРАТУРА

1. Стухляк П.Д. Епоксикомпозитні матеріали, модифіковані ультрафіолетовим опроміненням / П.Д.Стухляк, А.В.Букетов.-Тернопіль: Збруч, 2009. – 237 с.

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ПІД-РЕГУЛЮВАННЯМ ДЛЯ МОДИФІКАЦІЇ ЕПОКИКОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ ЗМІННИМ МАГНІТНИМ ПОЛЕМ

Стухяк П.Д., Карташов В.В.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя (Україна)

Модифікація епоксикомпозитних матеріалів силовими полями є ефективним методом покращення їх експлуатаційних властивостей. Зокрема, застосування обробки змінним магнітним полем при твердненні епоксидних композицій дозволяє підвищити міцнісні показники сформованого полімерного матеріалу [1]. Спостерігали виникнення нової орієнтованої структури в об'ємі матеріалу, як з окремих частинок наповнювача, так і доменів макромолекул вцілому.

Застосування магнітного оброблення для епоксидних композицій пов'язане із рядом труднощів. Це в першу чергу добір оптимальних режимів магнітного оброблення (тривалість обробки, напруженість магнітного поля, температура в зоні обробки), добір оптимального вмісту складників епоксидної композиції (зв'язувач, твердник, наповнювач), що піддаються впливу магнітного поля. У зв'язку із складністю проведення дослідження всього діапазону наповнювачів, твердників, підбору їх вмісту та режимів магнітної обробки, на попередньому етапі застосовували математичне моделювання результатів експериментальних випробувань.

Однак на певних режимах магнітного оброблення при застосуванні феромагнітних наповнювачів мають місце резонансні явища, при яких спостерігали скачкоподібне зростання температури в зоні обробки, які складно передбачити. Слід зауважити, що при введенні наповнювачів спостерігали як суттєве підвищення фізико-механічних характеристик, так і деструкцію матеріалу. Тому дослідження впливу конкретних оптимальних співвідношень наповнювача та режимів обробки є актуальною задачею сучасного матеріалознавства.

Попередніми дослідженнями встановлено, що найбільш ефективним для магнітної обробки епоксидних композицій є використання наповнювача марки ферит 1500НМЗ, що має високі феромагнітні властивості. На попередньому етапі нами встановлено оптимальний вміст ($q = 30 \dots 40$ мас.ч.) та дисперсність ($D = 5 \dots 10$ мкм) такого наповнювача. У якості епоксидної матриці використали епоксидний діановий олігомер марки ЕД-20 (ГОСТ 1087-84), для якого характерні високі питомі показники міцності, незначна усадка, висока адгезійна та когезійна міцність. Макромолекули вказаного олігомера являють собою домени, котрі орієнтуються в напрямку силових ліній електромагнітного поля при достатній його напруженості. Для зшивання епоксидного зв'язувача використано низькотемпературний твердник поліетиленполіамін (ТУ 6-05-241-202-78), який забезпечує можливість формування матеріалу при кімнатних температурах.

Як показник міцнісних властивостей модифікованого композитного матеріалу вибрали ударну в'язкість. Випробування на ударну в'язкість зразків проводили через 24 год після обробки магнітним полем. Ударну в'язкість по Шарпі визначали згідно ГОСТ 4647-80.

Магнітну обробку проводили на спеціально розробленому пристрої, при наступних режимах: частота магнітного поля $\nu = 0,02 \dots 200$ кГц, індукція $B = 0,8 \dots 2$ Тл. Тривалість обробки визначали експериментально і встановили $\tau = 3$ год. Основною складністю є дотримання оптимальних температурних умов в зоні магнітної обробки, оскільки при введенні епоксидної композиції в електромагнітний пристрій зростає значення магнітної індукції та відбувається додатковий нагрів композиції вихровими струмами.

Для підтримання оптимальних температурних умов в зоні обробки використали мікроконтролер з ПІД-регулятором. Температуру визначали за допомогою термопари, розташованої поза електромагнітом у зоні виходу повітря системи охолодження. При

надмірному зростанні температури, ШИМ-регулятор пристрою понижував значення напруги в обмотці електромагніту і таким чином знижував напруженість магнітного поля. У зв'язку із нелінійністю та нестационарністю системи значення коефіцієнтів пропорційності, інтегрування та диференціювання підбирали експериментально.

Встановлено, що для вмісту феромагнітного наповнювача $q = 30$ мас.ч. оптимальним є значення коефіцієнта пропорційності $K_p = 3$. При збільшенні вмісту наповнювача до $q = 30$ мас.ч. значення коефіцієнта пропорційності слід зменшувати до $K_p = 2$. При збільшенні коефіцієнта пропорційності $K_p > 3$ спостерігали короткочасне підвищення температури в зоні обробки понад $T > 353^\circ\text{K}$. При цьому отриманий матеріал характеризувався підвищеними значеннями залишкових напружень $\sigma = 3,7 \pm 0,1$ МПа. Це можна пояснити тим, що при підвищених значеннях K_p ПД-регулятор забезпечує швидке зростання напруги в обмотці електромагніту і надто пізно реагує на зростання температури. Встановлено, що при малих значеннях $K_p < 2$ отриманий композитний матеріал характеризується нижчими значеннями ударної в'язкості $\omega = 9,5 \dots 10$ кДж/м². На нашу думку це пов'язано із надмірною тривалістю виходу пристрою на робочу напругу, і, як наслідок, в композиції, що підлягає обробці зростає в'язкість внаслідок тверднення до того, як частинки наповнювача повністю орієнтуються вздовж силових ліній магнітного поля. Отже, надалі проводили обробку зразків епоксидних композицій із вмістом фериту $q = 30$ мас.ч. і $K_p = 3$.

На наступному етапі проводили дослідження впливу коефіцієнта інтегрування K_i на фізико-механічні характеристики оброблюваного матеріалу. Спостерігали максимальне значення ударної в'язкості $\omega = 11,3$ кДж/м² при значенні $K_i = 0$. При значенні $K_i = 0,2$ температура в зоні обробки постійно була близькою до $T = 333^\circ\text{K}$, що є майже гранично допустимою для використаного нами твердника. Як наслідок оброблюваний матеріал характеризувався підвищеними значеннями залишкових напружень ($\sigma = 3$ МПа) та низьким значенням ударної в'язкості ($\omega = 9 \pm 0,5$ кДж/м²). При значенні $K_i = -0,3$ температура в зоні обробки не перевищувала до $T = 315^\circ\text{K}$, а значення ударної в'язкості складало $\omega = 9,5 \pm 0,5$ кДж/м².

На наступному етапі проводили дослідження впливу коефіцієнта диференціювання K_d на фізико-механічні характеристики оброблюваного матеріалу. Встановлено, що оптимальне значення K_d складає 0,2. При значенні $K_d < 0$ спостерігали короткочасне підвищення температури в зоні обробки. При підвищенні $K_d > 0,25$ система є нестабільною, спостерігали вихід системи із стану рівноваги через 5...8 хв від початку обробки.

В результаті проведених експериментальних досліджень встановлено, що для епоксикомпозитного матеріалу на основі епоксидної смоли ЕД-20, твердника ПЕПА та наповнювача ферит ($q = 30$ мас.ч.), що підлягає магнітній обробці, оптимальними для досягнення максимального значення ударної в'язкості ($\omega = 11,3$ кДж/м²), є наступні коефіцієнти при застосуванні ПД-алгоритму регулювання режимів магнітного оброблення: $K_p = 3$; $K_i = 0$; $K_d = 0,2$.

ЛІТЕРАТУРА

1. П.Д.Стухляк, А.В.Букетов, І.Г.Добротвор. Епоксикомпозитні матеріали, модифіковані енергетичними полями. — Тернопіль: Збруч. — 2008. — 208с.

ВПЛИВ ПЛАСТИФІКУЮЧИХ ДОБАВОК НА ВЛАСТИВОСТІ БЕТОНУ ДЛЯ БУДІВНИЦТВА КОМПОЗИТНИХ ДОКІВ ТА ГІДРОТЕХНІЧНИХ СПОРУД

Щедролосєв О.В., Кириченко К.В.

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова (Україна)

Добавки підвищують якість бетону і додають йому спеціальні властивості, що дозволяє прискорити темпи виробництва, а також значно його здешевити. Використання пластифікуючих добавок для покращення властивостей бетону є актуальним як при побудові композитних доків, так і при будівництві гідротехнічних споруд, причалів, басейнів та спеціальних споруд.

Для підвищення зручності укладання бетону застосовуються пластифікатори і суперпластифікатори. Для будівництва басейнів і різного роду резервуарів застосовуються добавки, що підвищують у кілька разів водонепроникність бетону. Суперпластифікатори в більшості випадків являють собою синтетичні полімери: похідні меламінової смоли або нафталінсульфо кислоти (С-3), інші добавки (СПД, ОП-7 і ін.) отримані на основі вторинних продуктів хімічного синтезу. Суперпластифікатори, що вводяться в бетонну суміш у кількості 0,15...1,20 % від маси цементу, розріджують бетонну суміш у більшій мірі, ніж звичайні пластифікатори. Пластифікуючий ефект зберігається протягом 1,0...1,5 години після введення добавки, а через 2...3 години він майже зникає. У лужному середовищі ці добавки переходять в інші речовини, не шкідливі для бетону і не знижують його міцності.

Суперпластифікатори дозволяють застосовувати виливний спосіб виготовлення залізобетонних виробів і бетонування конструкцій з використанням бетононасосів і трубного транспортування бетонної суміші. З іншого боку, ці добавки дають можливість істотно знизити В/Ц, зберігаючи рухливість суміші, і виготовляти високоміцні бетони.

Державні норми «Добавки для бетонів. Класифікація» визначають зазначений клас добавок – пластифікаторів. На практиці цей клас поділяється ще на чотири категорії. Найбільш істотною ознакою при розподілі пластифікаторів на окремі категорії є величина пластифікуючого ефекту, тобто зміна рухливості бетонної суміші при введенні в неї добавки.

Ряд пластифікаторів істотно збільшує рухливість бетонної суміші, однак сповільнює в ранньому віці ріст міцності бетону чи викликає підвищене залучення повітря. Для збереження міцності бетону даного складу з добавкою на рівні не нижче міцності вихідного бетону без добавки необхідно зменшити водоцементне відношення в бетонній суміші і, отже, деякою мірою понизити її рухливість. Реальний технічний ефект від застосування таких добавок може бути невеликий. Для його оцінки пропонується ввести поняття ефективною пластифікуючою дією, під яким розуміється та величина пластифікуючого ефекту, що досягається від застосування добавки без зниження міцності бетону.

Так, наприклад, до першої категорії пластифікаторів – суперпластифікаторів – можна віднести добавки, застосування яких за оптимальних дозувань дозволяє одержувати з малорухомих бетонних сумішей з осіданням конуса 20...30 мм високорухливі бетонні суміші з осіданням конуса 200 мм і більше без зниження міцності бетону у віці 28 діб нормального твердіння в порівнянні з міцністю бетону такого ж складу, але без добавок. Види і об'єм (масу) добавок, що вводяться, визначають дослідним шляхом у залежності від виду, якості матеріалів, використовуваних для готування бетонної суміші, технології виготовлення секцій, режимів тепловологісної обробки.

Класифікація добавок за ефективною пластифікуючою дією приведена в табл. 1.

Таблиця 1. Класифікація пластифікуючих добавок

Категорія	Назва	Ефективна пластифікуюча дія (збільшення осадки конуса, мм)	Зменшення кількості води, %
I	Суперпластифікатор	від 20...30 до 200 і більше	не менше 20
II	Пластифікатор	від 20...30 до 140...200	не менше 10
III	Пластифікатор	від 20...30 до 80...140	не менше 5
IV	Пластифікатор	від 20...30 до 60...80	менше 5

Суперпластифікатор С-3 – органічна синтетична речовина на основі продукту конденсації нафталінсульфокислоти і формальдегіду зі специфічним співвідношенням фракцій з різною середньочисловою молекулярною масою.

Суперпластифікатор С-3 рекомендується застосовувати: при виробництві всіх видів конструкцій з монолітного важкого бетону класів (за міцністю на стискання) В15 і вище; при виготовленні усіх видів збірних залізобетонних конструкцій і бетонних виробів з важкого бетону класів (за міцністю на стискання) В15 і вище; при виробництві всіх видів конструкцій з монолітного дрібнозернистого бетону класів (за міцністю на стискання) В10 і вище; при виготовленні усіх видів збірних залізобетонних конструкцій і бетонних виробів на пористих заповнювачах класів (за міцністю на стискання) В7,5 і вище.

Суперпластифікатор С-3 виготовляється у вигляді порошку (мікрогранул) або у вигляді водяного розчину. Пластифіковані бетонні суміші з високою зручністю укладання рекомендується застосовувати в густоармованих конструкціях, тонкостінних конструкціях, конструкціях складної конфігурації тощо.

Всі суперпластифікатори значно підвищують морозостійкість і водонепроникність бетонів. Крім суперпластифікаторів, як було вказано вище, є і пластифікатори різних категорій, вони не виключають вібраційне ущільнення розчинів, але дозволяють деякою мірою ущільнити бетонну суміш, знизити витрату цементу, підвищити морозостійкість і водонепроникність. У них у всіх є одна дуже важлива особливість – вони в значній мірі полегшують заміс бетонної суміші.

Окремо необхідно відзначити прогрес у підвищенні якості лицьових поверхонь бетонних виробів за допомогою сучасних добавок. Для поліпшення якості лицьових поверхонь, що примикають при виготовленні конструкцій до форми, рекомендується застосовувати пластифікацію нижнього шару бетонної суміші водою, укладання на піддони спеціальних паст і високочастотні режими ущільнення.

Висновки: Проведено аналіз суперпластифікаторів, які використовуються при будівництві композитних доків та гідротехнічних споруд, що значно підвищує їх морозостійкість та водонепроникність. Наведена класифікація добавок за ефективністю їх пластифікуючою дії на якість бетонної суміші.

ЛІТЕРАТУРА

1. Рашковский, А. С. Проектирование, технология и организация строительства композитных плавучих доков [Текст] / А.С. Рашковский, Слуцкий Н.Г., А.В. Щедролов, В.Н. Коннов, А.Н. Узлов.: Монография. – Николаев: НУК: РАЛ Полиграфия, 2008 – 614 с.
2. Мишутин А. В. Повышение долговечности бетонов тонкостенных конструкций плавучих и портовых гидротехнических сооружений [Текст] / А.В. Мишутин.: Научная монография. – Одесса: ОЦНТЭН, 2003 – 292 с.
3. Барашиков А.Я. Залізобетонні конструкції [Текст] / А.Я. Барашиков.: Підручник За ред. А.Я.Барашикова. – Київ: Вища школа, 1995 – 591 с.

**СУЧАСНІ НАПРЯМИ КОМПЕТЕНТНІСНОГО
ПІДХОДУ ДО ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ
ТРАНСПОРТНОЇ ГАЛУЗІ**

ЗВ'ЯЗОК ПРОФЕСІЙНИХ КОМПЕТЕНЦІЙ ТА ПРОФЕСІЙНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ ВИКЛАДАЧІВ ВУЗУ

Акімов О.В.

Херсонская государственная морская академия (Украина)

Традиційна педагогіка вищої школи помітно відстає від складних і суворих реалій сучасності. Стрімке оновлення освітніх технологій вищої школи, впровадження інноваційної дидактики, формування внутрішньовузівських систем виховання, розвитку, особистісного зростання майбутнього фахівця стикаються, перш за все, з низкою психолого-педагогічних проблем. Найбільш істотні з них пов'язані з тим, що далеко не всі викладачі готові сьогодні до ролі суб'єктів інновацій. Для багатьох з них ця роль взагалі не очевидна! Це означає, що реалізація професорсько-викладацьким складом даної ролі вимагає ще й значної роз'яснювальної роботи, і перебудови діяльності деканатів і кафедр. Тут основним протиріччям, що перешкоджає інноваційному розвитку вузу, виступає протистояння суб'єктів освітнього процесу – викладачами і учнями (студентами, курсантами, аспірантами, здобувачами).

В першу чергу слід розглянути психологічні чинники, які необхідно здолати. Перш за все, мова йде про ригідність мислення учасників освітнього процесу – ступорність, черствість в мисленні і звичках, опір всьому новому, незвичному, небажання змінювати щось у житті і діяльності, в тому числі і в професійній, пристрасть до застарілих методів і форм педагогічного впливу і педагогічної діяльності. Ригідність стає основою формування прихованого опору до інноваційних змін. Типовими проявами цього виступають: поживклі тексти лекцій, які ригідний викладач «жує» з року в рік; нудні практичні заняття, на яких один студент читає заздалегідь підготовлений реферат, а решта – відверто пасивні і не беруть участь в засвоєнні нових знань; формальне проведення виховної роботи тощо. З цього витікає, що ригідність значно знижує рівень компетенції викладача, його педагогічний та професійно-практичний ККД.

Не менш важливою є інша, досить поширена причина невисокого рівня компетенцій викладачів вузу – нестача педагогічних знань і досвіду. Як правило, викладачі спеціальних дисциплін – це фахівці в конкретній галузі знань. У них часто відсутня базово-галузева та (або) спеціальна університетська освіта, що позначається на вмінні дидактично осмислити наявні спеціальні знання і перетворити їх в навчальний матеріал. Недостатній методичний досвід таких викладачів, їх орієнтація на репродуктивне освоєння змісту спеціальних дисциплін знижують рівень не тільки вузівської дидактики, але і якість підготовки майбутніх висококваліфікованих фахівців.

Відповідь на питання про головне покликання викладача вузу має вирішальне значення. Якщо головне призначення – це створення умов для освоєння студентами конкретних навчальних дисциплін, то на практиці воно досить швидко редукується. Такі викладачі сприймаються сучасними «просунутими» студентами як ретранслятори знань, які безпристрасно, користуючись в кращому випадку дошкою і крейдою, викладають матеріал практично за навчальним посібником.

Однак дидактика «дошково-крейдового» періоду в вузах на сьогодні втратила ефективність. Якщо головне призначення освітнього процесу – розвиток студентів (творчий, професійно-практичний, моральний), то викладач, захоплений самим процесом передачі своїх знань, захоплює і студентів. До того ж «передача» і засвоєння знань, а тим більше формування компетенцій – це особливий виробничий, технологічний процес. Щоб його успішно здійснювати, потрібно володіти методикою навчання, педагогічними технологіями, дидактикою. Для цього викладач повинен бути не тільки фахівцем в своєму предметі (одна сторона), але і фахівцем в методиці навчання цього предмету (інша сторона), а також організатором освітньої діяльності студентів (третья сторона).

Бачити ширше і глибше завдання дисципліни, що викладається, розвивати у студентів соціальну відповідальність, моральну цінність їх майбутньої професійної діяльності – прерогатива і високий сенс викладача вузу, який виступає як суб'єкт виховного

процесу, процесу формування соціально-особистісних компетенцій, підготовки випускника до працевлаштування (і навіть до перемоги в конкурсному відборі для працевлаштування, якщо це знадобиться), до майбутньої кар'єри.

Слід зазначити, що продуктивний педагогічний вплив найбільш ефективний, якщо спирається на педагогічне проектування, головною функцією якого виступає усвідомлення і оформлення цілепокладання дидактичних і виховних сторін кожного заняття і всієї дисципліни. Усвідомлення цілей навчання і змісту, дидактичне забезпечення на рівні сучасних вимог, використання сучасних технічних, в тому числі і електронних засобів, необхідні для впровадження інноваційних технологій. Реальне впровадження нових ефективних форм, методів, дидактичних засобів, методичних прийомів навчання, виховання і розвитку студентів в процесі підготовки фахівців вищої кваліфікації можливо лише за умови підвищення і розвитку всебічної компетенції сучасного викладача вузу, який усвідомлює міру своєї соціальної відповідальності та значущості.

Не менш важливою якістю викладача виступає толерантність, яка розуміється як терпимість до інших думок, висловлювань, особливостей іншої особистості. Викладач з розвинутою толерантністю повинен однаково шанобливо і з повагою ставитися до кожного слухача. Викладач з нерозвинутою толерантністю може упереджено, несправедливо ставитися до слухачів, в яких його щось не влаштовує або не подобається. Таке ставлення знижує якість взаємодії і може сформувати у слухачів негативне ставлення і до викладача, і до навчання.

Важливими якостями психологічно розвинутого викладача є спостережливість і уважність. В цілому, уважність в спілкуванні вважається одним з аттрактивних якостей людини. У педагогічному спілкуванні уважність є необхідною умовою при індивідуально орієнтованому дидактичному процесі. Досвідчений викладач спонтанно включає довільну і посдовільну увагу, особливо в складних ситуаціях. Спостережливість допомагає викладачеві у відповідних випадках посилити кінцевий ефект викладання, змінити технологію діяльності, форму подачі матеріалу, стимулювати зацікавленість слухачів в разі зниження їхньої уваги.

Високий рівень психологічної компетентності викладача дозволяє навіть при нетривалому спостереженні за слухачами виявити (хоча б на макрорівні) темперамент осіб для забезпечення відповідної продуктивної взаємодії. Таке психологічне розуміння іншої людини досягається і в процесі практики, і в ході постійного підвищення рівня психолого-педагогічної компетентності. Головне в ній в умовах ускладнення реалій сучасності – любов та повага до оточення, до своєї професії, активне бажання і готовність допомогти, забезпечити умов для професійного та загальнокультурного зростання. Сьогодні у вузі гостро затребуваний не просто викладач-предметник, а педагог-психолог, який розуміє всю ступінь соціальної відповідальності за професійну конкурентоспроможну особистість.

Можна запропонувати наступну сукупність якісних критеріїв для відбору і підготовки фахівців з викладання в вузі:

- 1) глибока контекстна спеціалізація в конкретних науках;
- 2) вільне орієнтування в загальних (інваріантних по відношенню до різних спеціальностей) галузях знань;
- 3) серйозна психолого-педагогічна підготовка;
- 4) володіння методологічним апаратом і комунікативною технікою;
- 5) високий креативний і моральний потенціал.

Опис і аналіз якості роботи викладача, а також оцінка цієї якості в сучасному інформаційно-освітньому середовищі можуть бути виконані в рамках наступної класифікації діяльності викладача вищої школи.

1. Репродуктивний рівень, що характеризується тим, що викладач вміє лише повідомляти знання, тобто розповідати те, що знає сам. Цей рівень властивий людям, які глибоко знають свою дисципліну, зокрема, тим магістрам, кандидатам і докторам наук, які є компетентними «вузькими» спеціалістами, але не мають необхідної кваліфікації (компетентності).

2. Концептуальний рівень, що характеризується тим, що викладач, крім свого

предмета, володіє широкою концептуальною підготовкою у вигляді знань як мінімум концепцій суміжних соціально-техніко-еколого-економічних блоків, що дозволяють професійно конструювати інтердисциплінарну систему знань, яку повинні освоїти студенти.

3. Продуктивний рівень, що характеризується тим, що викладач володіє інваріантною надпредметною підготовкою, забезпеченою системою психолого-педагогічних знань і умінь застосування їх на практиці та у подальшій діяльності. Це забезпечує ефективну мотивацію студентів, що дозволяє їм бути суб'єктами формування необхідної системи знань.

4. Інтегративний рівень характеризується тим, що викладач, який володіє найвищим ступенем продуктивного рівня, володіє технікою спілкування і відповідними якостями особистості. Будучи професійно компетентним, він здатний повноцінно брати участь у колективному процесі становлення концептуального і соціального інтелекту (інтегративного стилю мислення і моральних переконань) студентів і аспірантів.

Основою для оцінки та самооцінки викладача, його роботи, статусу, місця в колективі служить сукупність професійно значущих якостей.

1. Відповідальність. Виступає в якості інтеграційного показника майстерності викладача вузу. У ньому проявляються і концентруються практично всі властивості і якості особистості.

2. Професіоналізм. Найважливіший критерій, що характеризує викладача вузу. Як майстер своєї справи він повинен розбиратися в предметі, що викладається, педагогіці і психології навчання і виховання.

Професіоналізм (професійна компетентність) викладача вузу реалізує всі його якості як людини, майстра своєї справи, вченого-мислителя, новатора.

Всі ознаки професійної компетентності проявляються в дослідницькій спрямованості навчальної діяльності викладача, що включає безперервну діагностику, науковий аналіз результатів навчання і необхідну корекцію.

3. Потреба в професійному самовдосконаленні – це невід'ємна характеристика людини культури, науки, служителя своєї справи, професіонала високого рівня. Викладач вузу повинен встигати за швидкоплинним часом, порівнювати свою діяльність з розвитком науки, техніки, культури. Щоб залишатися ефективним, він зобов'язаний не «стояти на місці», вдосконалюватися, сприяти духовному зростанню молоді, змінюватися, обганяючи своїх учнів, або хоча б не відстаючи від них.

4. Готовність до взаємодії і потреба в ній. Є одними з найважливіших критеріїв майстерності викладача вузу. Крім того, до таких критеріїв належать і розвинена самокритичність, вимогливість до себе, почуття нового, уміння працювати над собою.

5. Готовність і потреба в співробітництві. Характеризується такими ознаками:

- умінням використовувати досвід і здібності своїх колег для вирішення завдань навчання і виховання студентів;
- знанням психології спілкування і особистісних особливостей своїх колег по роботі;
- критичною оцінкою результатів роботи колег, без переходу до оцінки їх особистості;
- умінням вести дискусії, формувати спільні позиції в спільній справі;
- розумінням, прийняттям та застосуванням корисних для справи чужих ініціатив і пропозицій.

6. Здатність викладача вузу використовувати наявні умови для зростання своєї професійної майстерності. Зазначені умови в тій чи іншій мірі існують в кожному навчальному закладі. Разом з тим, їх реалізація залежить не стільки від адміністрації, наукової та навчальної частини, скільки від того, наскільки активний сам викладач.

Активна реалізація наявних умов для свого професійного зростання проявляється в самоосвіті, виступах на семінарах, участь у конференціях, підвищення кваліфікації. Про це також свідчить створення методичних рекомендацій для студентів, публікація методичних статей, виступ на засіданнях кафедри, професійне спілкування з колегами та ін.

ЭЛЕКТИВНЫЙ КУРС «ФИЗИКА В МОРЕПЛАВАНИИ» КАК СОСТАВЛЯЮЩИЙ КОМПОНЕНТ МЕТОДИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ОБУЧЕНИЯ В ПРОФИЛЬНЫХ КЛАССАХ

Барыльник-Куракова О. А., Барыльник-Кураков И. Л.
*Херсонский государственный университет (Украина),
Херсонская государственная морская академия (Украина)*

В соответствии с Государственной целевой социальной программой повышения качества школьного естественно-математического образования организация учебно-воспитательного процесса должна предусматривать развитие личности, направленное на активное и конструктивное вхождение в современные общественные процессы и достижение высокого уровня самореализации. Поэтому проектирование учебного процесса по физике, в частности, для учащихся 10 классов физико-математического профиля, предусматривает разработку и внедрение такой методической системы обучения, которая бы удовлетворила запросы современного просветительского сообщества.

Целью исследования является разработка содержательного компонента методической системы обучения механики в классах физико-математического профиля.

В число задач, которые предстояло решить, вошли:

- анализ научно-методической литературы по исследуемой проблеме;
- изучение нормативных документов, регламентирующих работу учителя по организации обучения в старшей школе;
- разработка программно-методического обеспечения вариативного компонента физического образования для 10 классов физико-математического профиля.

Анализ научно-методической литературы позволил сделать вывод, что одним из основных компонентов методической системы обучения является ее содержательный блок. Учитывая сказанное, мы обратились к нормативным документам [7], в которых определяется содержательное наполнение учебного процесса по физике в общеобразовательных учебных заведениях. Их анализ дает основания утверждать, что содержание обучения в основной и старшей школе обеспечивается путем внедрения в учебный процесс кроме предметов, обязательных для изучения всеми учащимися класса, учебных дисциплин по выбору учащихся. К последним относятся факультативы, кружки, индивидуальные занятия, элективные курсы. На их изучение отводятся дополнительные часы и предусмотрено бюджетное финансирование с учетом установленного Базовым учебным планом суммарного количества часов инвариантной и вариативной составляющих. Таким образом, в настоящее время вариативная составляющая физического образования провозглашается неотъемлемой частью учебного процесса. За счет этого учебные планы становятся более гибкими, адаптированными к потребностям учащихся, общества, рынка труда и т. д.

Отметим, что построение содержательного блока методической системы обучения механики в классах физико-математического профиля нами осуществлялось с учетом следующего:

- содержания физического образования, определенного в действующей учебной программе;
- требований, касающихся организации учебного процесса в профильной школе, в частности, сочетание инвариантной и вариативной составляющей содержания образования;
- компонентов содержания образования, которые представлены в современных учебниках физики;
- компонентов содержания образования, представленных в учебно-методическом обеспечении профильного обучения.

Исследуя проблему внедрения в учебный процесс вариативного образовательного компонента, т.е. элективных курсов, факультативных и кружковых занятий, ученые [8] определили в них различия организационного и содержательного плана. В частности, организация элективных курсов предполагает обязательный выбор и посещение учащимися какого-либо курса из предложенных. То есть, ученики знают, что один или два часа еженедельно (как определено учебным планом) у них будут занятия по выбору, ведь курсы по выбору записаны в расписании так, как обычные уроки. Факультативные же занятия, так

же, как и кружки, ученик может или посещать, или не посещать.

Кратко обоснуем содержательное наполнение элективного курса «Физика в мореплавании» как составляющего компонента методической системы обучения механики в профильной школе.

Известно, что в новом Государственном стандарте базового и полного общего среднего образования обращается внимание на необходимость учета при подготовке учащихся к выбору профессии особенностей развития экономики региона. Учитывая сказанное, отметим, что Херсонская область, Николаевская область, Одесская область и АРК способны дать учащимся высшее образование в области судовождения с последующим трудоустройством. Кроме того, общеизвестно, что несмотря на выбранный учениками профиль обучения, все же большинство из них на начальных этапах обучения в старшей школе еще не совсем определились с будущей профессиональной деятельностью. Именно поэтому мы и предлагаем для классов физико-математического профиля элективный курс «Физика в мореплавании».

В рамках исследования нами были разработаны программа элективного курса, а также учебно-методическое пособие «Физика в мореплавании», которому присвоен гриф Министерства образования и науки Украины (письмо Института инновационных технологий и содержания образования Министерства образования и науки Украины №14.1/12-Г-744 от 29.05.2014). Ниже приводим программу указанного элективного курса.

ПРОГРАММА КУРСА «Физика в мореплавании» (17 ч)

Таблица 1. ПРОГРАММА КУРСА

Количество часов	Содержание тем	Учебные достижения
2	<p style="text-align: center;">Введение</p> <p>Преимущества морской профессии. География морских вузов на Украине. Морская индустрия в Украине.</p> <p>Предмет курса «Физика в мореплавании». Его основные задачи.</p> <p>История возникновения и развития мореплавания.</p>	<p><i>Ученик / ученица:</i></p> <p><i>Знает и понимает:</i> преимущества морской профессии; географию морских вузов; основные задачи курса; этапы развития мореплавания.</p> <p><i>Умеет:</i> различать вопросы, которые изучает каждый раздел курса «Физика в мореплавании».</p> <p><i>Проявляет отношение и оценивает:</i> необходимость изучать физику; вклад Украины в развитие мирового мореплавания.</p>
4	<p>Кинематика и динамика поступательного и вращательного движений</p> <p>Кинематические величины, которые характеризуют механическое движение.</p> <p>Кинематическое обеспечение процессов судовождения.</p> <p>Природа сил в механике и их значение в мореплавании. Сила всемирного тяготения. Приливы и отливы. Сила инерции. Принцип действия акселерометра.</p> <p>Кинематика и динамика вращательного движения в</p>	<p><i>Ученик / ученица:</i></p> <p><i>Знает и понимает:</i> основные кинематические и динамические величины, которые характеризуют механическое движение; кинематические и динамические уравнения поступательного и вращательного движений; связь линейных и угловых величин; устройство и принцип действия технических устройств, которые используются в мореплавании.</p> <p><i>Умеет:</i> различать виды механического движения по форме траектории и изменению скорости;</p>

Количество часов	Содержание тем	Учебные достижения
	<p>мореплавании. Устройство и принцип действия гироскопа. Гироскопические явления. Автоматическое управление судном. Инерционная навигационная система. Механика работы двигателей судовых механизмов.</p> <p>Учебный проект: «Экологические проблемы судоходства».</p>	<p>решать качественные, количественные и графические задачи; приводить примеры проявлений механического движения в природе и технике; применять знания по кинематике и динамике для объяснения процессов судоходства и судостроения.</p> <p><i>Проявляет отношение и оценивает:</i> относительность и универсальность механического движения.</p>
4	<p style="text-align: center;">Гидромеханика</p> <p>Основные свойства жидкостей и газов и их характеристики: сжимаемость, текучесть, вязкость, поверхностное натяжение, плотность, удельный вес. Сила давления. Давление. Закон Паскаля и его практическое применение. Условия плавания тел. Закон Архимеда. Плавуемость судна. Остойчивость судна. Режимы движения реальной жидкости. Критическая скорость, число Рейнольдса. Уравнение неразрывности несжимаемой жидкости. Уравнение Бернулли и его применение в мореплавании. Эффект Магнуса.</p> <p style="text-align: center;">Учебный проект: «Особые свойства воды».</p>	<p><i>Ученик / ученица:</i> <i>Знает и понимает:</i> понятия сжимаемости, текучести, вязкости, поверхностного натяжения жидкости, плотности, удельного веса; турбулентного и ламинарного потоков жидкости и скоростей, при которых наблюдаются эти потоки; линий тока, трубки тока; закон Паскаля, закон Архимеда и их практическое применение в судоходстве и судостроении; уравнение неразрывности несжимаемой жидкости, уравнение Бернулли; эффект Магнуса; особые свойства воды.</p> <p><i>Умеет:</i> приводить примеры основных свойств жидкости, практического применения закона Паскаля, различать понятия силы давления и давления; применять закон Архимеда для оценки плавучести и устойчивости судов; решать задачи, применяя основные понятия и законы гидромеханики; раскрывать связь гидромеханики с профессиональной деятельностью моряка.</p> <p><i>Проявляет отношение и оценивает:</i> значение существования на планете Земля такого вещества, как вода.</p>
6	<p style="text-align: center;">Колебания и волны</p> <p>Колебательное движение. Физические величины, которые характеризуют колебательное движение. Свободные и вынужденные механические колебания. Резонанс.</p>	<p><i>Ученик / ученица:</i> <i>Знает и понимает:</i> условия возникновения колебаний; величины, которые характеризуют гармонические колебания; условия резонанса и распространение колебаний в упругой среде;</p>

Количество часов	Содержание тем	Учебные достижения
	<p>Распространение колебаний в упругой среде. Кинематика гравитационных волн. Звуковые волны. Эхолот, ультразвуковой локатор, радар. Моретрясение. Поведение судна при волнении моря и в штормовую погоду. Учебный проект: «Влияние шума и вибрации на организм моряка».</p>	<p>примеры проявлений и применения механических колебаний и волн в природе и технике; механизм образования моретрясения. <i>Умеет:</i> различать свободные и вынужденные механические колебания; объяснить явление резонанса, затухания свободных колебаний, образование стоячих волн, моретрясения; решать задачи на определение параметров гармонических колебаний; объяснять поведение судна в штормовую погоду. <i>Проявляет отношение и оценивает:</i> использование механических колебаний в мореплавании; ущерб, который механические колебания могут нанести судну и экипажу.</p>
1	Защита учебных проектов	

Перспективы исследования заключаются в разработке технологического и контрольно-диагностического компонентов методической системы обучения механики в классах физико-математического профиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Барильник-Куракова О. А. Фізика в мореплаванні. 10 клас: Навчально-Методичний. Посібник / О. А. Барильник-Куракова – Херсон: ПП Вишемирський В. С., 2014 – 96 с.
2. Гончаренко С. У. Методика як наука / С. У. Гончаренко // Шлях освіти. – 2000. - №1. – С. 2-6.
3. Іваницький О. Змістовний аналіз поняття «технологія навчання фізики» / О. І. Іваницький // Фізика та астрономія в школі. – 2002. - №1. – С. 11-17.
4. Теория и методика обучения физике в школе: Общие вопросы / [С. Е. Каменецкий, Н. С. Пурьшева, Н. Е. Вازهевская и др.]; под ред. С. Е. Каменецкого, Н. С. Пурьшевой. – М.: Академия, 2000. – 368 с.
5. Шарко В. Д. Методична підготовка вчителя фізики в умовах неперервної освіти. Монографія. – Херсон: Видавництво ХДУ, 2006. – 400 с.
6. Монахов В. М. Технология проектирования методической системы обучения / В.М. Монахов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.ctm-tlt.ru/index.php?option=com_content&view=article&id=77&Itemid=84
7. Державний стандарт базової та повної загальної середньої освіти // Фізика та астрономія в сучасній школі. – 2012. - №4. – С.2 -8.
8. Кизенко В. І. Факультативні курси в структурі профільного навчання // Освіта і управління. – 2006. - Т. 9. – №3-4. – С. 161 – 167.

РОЛЬ МЫШЛЕНИЯ В ПРОЦЕССЕ ФОРМИРОВАНИЯ КОМПЕТЕНТНОГО СУДОВОГО МЕХАНИКА

Богдан Ю.А., Богдан А.П.

Херсонская государственная морская академия (Украина)

Компетентностный подход в Херсонской государственной морской академии занимает важное место при подготовке судовых механиков высокой квалификации, что весьма актуально в морской отрасли, так как растут требования судовладельцев и круизных компаний к их профессионализму, что обусловлено технической сложностью судового машинного оборудования, мировым экономическим кризисом и как следствие ростом конкуренции на всемирном рынке труда.

Компетентностные требования к машинной команде судов мирового флота, отражены в национальных и международных документах [1-4]. В дополнение ко всем требованиям судовой механик должен мыслить, то есть все полученные компетенции должны быть подкреплены развитым профессиональным мышлением, что позволяет готовить компетентных судовых механиков, способных к самостоятельным эффективным действиям во внештатных ситуациях на судне и принятию оптимальных решений.

Подготовка машинной команды зачастую сводится к заучиванию алгоритмов действия в определенных штатных ситуациях, что очень часто оправдывает себя. Однако, нередко случаются ситуации, требующие нестандартного подхода или создания новых алгоритмов выполнения операций. Поэтому одной из основных задач профессорско-преподавательского состава является развитие профессионального мышления курсантов.

В источнике [5] приведено следующее определение мышления: «Мышление – высшая форма активного отражения объективной реальности состоящая в целенаправленном, опосредствованном и обобщенном познании субъектом существенных связей и отношений предметов и явлений в творческом созидании новых идей, в прогнозировании событий и действий. Возникает и реализуется в процессе постановки и решения практических и теоретических проблем.» исходя из определения мышление является основой прогнозирования событий и действий, в условиях судна мышление приобретает профессиональный характер и крайне необходимо механикам при выполнении своих обязанностей.

Термин «профессиональное мышление» относительно новый, применяется, начиная со второй половины XX века, и связан с интеллектуализацией общественного труда, вызванного научно-технической революцией. Понятие «профессиональное мышление» употребляется, чтобы подчеркнуть высокий профессионально-квалификационный уровень специалиста и чтобы подчеркнуть особенности мышления в профессиональной деятельности [6]. Говоря о «профессиональном мышлении» судового механика, имеются в виду некоторые особенности мышления квалифицированного компетентного специалиста, позволяющие ему успешно выполнять профессиональные задачи на высоком уровне: своевременно, быстро, качественно, оригинально решать как штатные, так и внештатные задачи в определенной ситуации. Также судовой механик (курсант) должен быть интеллектуально развит, уметь вникать в суть проблемы, видеть рациональные, оптимальные и энергоэффективные способы решения поставленных задач, предвидеть и прогнозировать, что требует комплексного подхода к организации получения компетентных знаний.

Профессиональное мышление современного судового механика представляет собой комплексное системное образование, включающее в себя синтез образного, понятийного, абстрактного, пространственного, логического, аналитического, технического, научного, практического, экономического, экологического, управленческого и коммуникативного мышления. В деятельности судового механика все эти типы мышления сочетаются и формируются в процессе обучения. Так для развития образного мышления механика

необходимы искусство, творческая и культурологическая подготовка. Развитие абстрактного и логического мышления выполняется при помощи дисциплины философия. Также развитие логического мышления является задачей высшей математики. Аналитическое мышление развивается посредством решения задач и прорабатывания книг по математике, физике, химии и другим естественным наукам. Пространственное мышление формируется наилучшим образом при выполнении пространственных графических заданий по дисциплине начертательная геометрия и инженерная графика, что позволяет курсанту (механику) читать технические чертежи машин, механизмов, систем и свободно ориентироваться в машинном пространстве судна. В аспекте развития научного мышления важную роль играет овладение базовыми фундаментальными дисциплинами. Экономическое, экологическое, управленческое и коммуникативное мышления формируются при помощи гуманитарных дисциплин, таких как экономика морской отрасли, экология и охрана окружающей среды, менеджмент морских ресурсов, украинский и английский язык профессионального направления. Техническое мышление развивается с помощью инженерных и специальных дисциплин, а практическое непосредственно на практике учебно-производственной, производственной, преддипломной. Важнейшей особенностью технического мышления является характер протекания мыслительного процесса, его оперативность: быстрота актуализации необходимой системы знаний для решения внештатных ситуаций, вероятностный подход при решении многих задач и выбор оптимальных решений.

Для развития профессионального мышления курсантов целесообразно выработать модель подобно предложенной в статье [7] – модель целеустремленного формирования профессионального мышления будущего инженера-механика, где отображены важнейшие признаки и раскрыто сущность содержательных компонентов формирования профессионального мышления инженера-механика в высшем учебном заведении.

Таким образом, при обучении и подготовке судовых механиков, для развития их профессионального мышления необходим рациональный синтез фундаментальных, инженерных и технических дисциплин с экономическими, управленческими, экологическими, культурологическими, психологическими дисциплинами и науками. Развитое профессиональное мышление судового механика совершенствует его компетентность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Галузевий стандарт вищої освіти України. Освітньо-професійна програма підготовки бакалавра: Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України. – Київ, 2012. – 24 с.
2. The International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers, STCW-78/95.
3. Модельний курс ІМО 7.04 "Вахтовий механік" (Model course 7.04 Officer in Charge of an Engineering Watch).
4. Модельний курс ІМО 7.02 "Старший механік та другий механік" (Model course 7.02 Chief Engineer Officer and Second Engineer Officer).
5. Философский энциклопедический словарь / Гл. ред.: Л.Ф. Ильичев, П.Н. Федосеев, С.М. Ковалев, В.Г. Панов. – М.: Советская энциклопедия, 1983. – 840 с.
6. Нагорняк А.А. Условия формирования профессионального мышления будущего инженера / А.А. Нагорняк // Профессиональное образование в России и за рубежом. – 2012. – 4(8). – С. 116 -119.
7. Ігнатюк О.А., Панченко О.І. Моделювання цілеспрямованого формування професійного мислення майбутнього інженера-механіка в умовах технічного університету / О. А. Ігнатюк, О. І. Панченко // Теорія і практика управління соціальними системами: філософія, психологія, педагогіка, соціологія. – Харків: Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2016. – № 3. – С. 84-98.

О КОМПЕТЕНТНОСТНОМ ПОДХОДЕ К ОБУЧЕНИЮ «ТЕОРИИ ВЕРОЯТНОСТЕЙ» СТУДЕНТОВ ТРАНСПОРТНЫХ ВУЗОВ

Герасименко П.В.

Петербургский государственный университет путей сообщения (Россия)

Статистическое моделирование выступает одним из эффективных способов познания закономерностей различных транспортных систем и процессов. Его сущность состоит в замене реального процесса или явления более простым математическим объектом (математической моделью), базирующейся на статистических исходных данных. Такая модель воспроизводит основные самые важные и существенные характеристики процесса, абстрагируясь от второстепенных, несущественных характеристик.

Широкое использование статистического моделирования для обоснования и принятия решений органами управления транспортными системами базируется на количественном анализе, в основе которого лежит теория вероятностей.

Следует отметить огромную значимость математических дисциплин, изучаемых в вузе, которые обеспечивают знания статистического моделирования. Поэтому не меньшая, а возможно большая ответственность ложится на изучение этих дисциплин в вузе [1]. Теория вероятностей, являясь базовой для многих дисциплин, стоит в первом ряду ответственности для статистического моделирования.

Сегодня большое число студентов на экзаменах на старших курсах университета и при защитах выпускных квалификационных работ демонстрируют слабое владение математическим аппаратом. Причинами, прежде всего, являются с одной стороны, слабые знания школьной математики и с другой стороны, как известно, большинство наиболее развитых разделов в существующем курсе математики представляют собой слишком сложный абстрактный материал [2 - 3]. После прохождения этих разделов и сдачи экзаменов студенты очень быстро все забывают, особенно когда полученные математические знания оказывались не востребованными в последующих семестрах обучения [4].

Перенос существующего опыта изучения высшей математики на бакалавров, подготовка по транспортным направлениям которых началась во многих вузах с 2011 года, оказался нецелесообразен, из-за малой эффективности.

Говоря о методических аспектах преподавания теории вероятностей, следует рассматривать как содержание дисциплины и способность обучаемых воспринимать это содержание. Очень важным вопросом при изучении теории вероятностей является вопрос строгого введения математических понятий и правильности использования их на практике. К фундаментальным понятиям, прежде всего, относятся понятия вероятности и случайной величины.

К настоящему времени накопилось множество взглядов на содержание курса и методику изучения дисциплины "Теория вероятностей". Среди них можно выделить два центра направлений, вокруг которых с небольшими изменениями методических подходов группируются все остальные. Одно из них имеет своим основным стержнем при подборе материала и его изложении фундаментальную направленность. Второе базируется на разрозненных, частных, но имеющих ярко выраженную практическую направленность теоретических положениях.

Первое направление начало развиваться после построения А.Н. Колмогоровым аксиоматики и в основном присуще курсам теории вероятностей классических университетов и ведущих инженерных вузов страны. Кажущаяся чистая математическая абстракция вероятностного пространства, которая используется в этих курсах, несет в себе основополагающий фундамент статистического моделирования и решения любой практической задачи с помощью теории вероятностей.

Второй подход, характерный для большинства технических, технологических и

гуманитарных вузов, использует интуитивное представление о вероятности и случайной величине, вместо строгих математических определений. В этом случае в преподавании теории вероятностей используется конкретный набор частных вероятностных задач, решаемых методом математического анализа. При этом в стороне остается понятие вероятностного пространства.

В транспортных вузах следует рекомендовать преподавателям в своих курсах сочетать эти два подхода, а именно, начинать знакомство с вероятностью на интуитивном уровне и в дальнейшем обосновывают необходимость введения вероятностного пространства.

Обосновывая целесообразность введения вероятностного пространства следует подчеркнуть, что теория вероятностей, как любая математическая теория, должна абстрагироваться от конкретных случайных явлений и характеризующих их случайных величин и изучать их общие свойства в определенных математических моделях. В этих моделях основой является случайный эксперимент (опыт, испытание, наблюдение, измерение и т.п.) и его исходы. Именно обобщенной моделью, которая содержит методологические принципы построения любой модели определенного случайного эксперимента, является вероятностное пространство.

Действительно, вероятностное пространство - это логическая структура, у которой установлен ряд отношений между ее элементами, а именно между пространством элементарных событий и алгеброй событий, а также введена мера на алгебре событий. Эта обобщенная модель представляет собой стройную и глубокую совокупность знаний о частных математических моделях случайных экспериментов, которыми постоянно занимается инженер, технолог, экономист и другие специалисты в своей практической деятельности.

Таким образом, студента необходимо учить решать практические задачи на базе творческого использования фундаментальных положений. Абстрактность вероятностного пространства порождает определенные трудности в его познании, но, в то же самое время, оно придает знаниям специалиста универсальность и общность.

Здесь необходимо отметить, что, с одной стороны, теории вероятностей, которая является математической дисциплиной, необходимо подкрепляет теоретические положения примерами практических задач; с другой стороны, следует понимать, что нельзя обучить приложениям математики, не научив самой математике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Герасименко П.В. Основные причины снижения качества инженерного образования // Сборник докладов участников XVII Академических чтений Международной академии наук высшей школы «Инженерное образование в России и государствах – участников СНГ: проблемы и перспективы решения». Звенигород Московской обл. 21-23 сентября 2011 г. – с. 27-32.

2. Герасименко П.В. О возможности дообучения школьной математике студентов первого курса // Математика в вузе. Труды XXII международной научно-методической конференции. - СПб. ПГУПС, 2010. с. 38-42.

3. Герасименко П.В. О необходимости введения в вузе для студентов первого курса индивидуально ориентированной подготовки по элементарной математике. // Материалы Международной научной конференции «Образование, наука и экономика в вузах. Интеграция в международное образовательное пространство». - Плоцк, Польша (Plock, Poland), 2010 с. 74-80

4. Герасименко П.В. Исследование динамики изменения успеваемости по математическим дисциплинам студентов экономических специальностей ПГУПС / Герасименко П.В., Кударов Р.С. // Известия Петербургского университета путей сообщения. – СПб. 2013. № 1 (34). с. 215-221.

РЕАЛИЗАЦИЯ КОМПЕТЕНТНОСТНОГО ПОДХОДА В ПРОЦЕССЕ ОБУЧЕНИЯ КУРСАНТОВ МОРСКИХ ВУЗОВ

Ермоленко Я.В. Ермоленко В.В.

Херсонская государственная морская академия (Украина)

Развитие морского образования в настоящее время связано с глубокими преобразованиями в области профессиональной компетентности. Концепция модернизации образования определяет и основную цель профессионального образования - это подготовка квалифицированного специалиста соответствующего уровня и профиля, конкурентоспособного на рынке труда, свободно владеющего своей профессией и ориентированного в смежных областях деятельности, способного к эффективной работе по специальности на уровне мировых стандартов, готового к постоянному профессиональному росту, социальной и профессиональной мобильности; удовлетворение потребностей личности в получении соответствующего образования. Главной идеей развития компетентности личности является приобретение не только знаний и умений в условиях формального образования, но и увязывание этих знаний с теми, которые человек приобретает вне формального образования.

Структура и содержание материалов Конвенции ПДМНВ-95 по сравнению с ранее действовавшей существенно изменены в части требований к уровню компетентности специалистов морского флота и к системе контроля над обеспечением и поддержанием необходимого уровня компетентности, в частности введения более строгих норм к профессиональной подготовке и здоровью моряков. Задача подготовки морских специалистов усложняется постоянным ростом объема профессиональной информации, появлением новой техники, технологий, что требует от профессионального образования ускоренного обновления его содержания и разработки новых педагогических технологий, позволяющих достигать все усложняющихся образовательных целей.

Инженерный труд на море протекает в экстремальных условиях, работают моряки в условиях сложного технического комплекса. По гигиенической оценке деятельность оператора на движущемся объекте относится к самой высокой категории нервно-эмоционального труда, а для членов машинной команды одновременно и тяжелого. Важную роль играет профессиональное взаимодействие в экипаже, а также между экипажем и другими морскими и береговыми службами. Деятельность моряков проходит в условиях постоянного взаимодействия с внешней средой и зависит от состояния погоды и моря, работа проходит как внутри судна, так и на палубе, что влечет за собой негативные факторы - перепады температур, штормовые условия, смена климата, и т. д.

Модель конкурентоспособного выпускника морского вуза, на современном этапе должна включать в себя все компетенции, предъявляемые к морскому специалисту. Были выделены ключевые, общепрофессиональные, специальные компетентности и их компоненты.

Компетентность в здоровьесбережении предполагает под собой наличие некоего числа деятельностно, ценностно ориентированных компетенций. Но какими конкретно компетенциями в здоровьесбережении должен обладать специалист? Здесь также необходимо разграничение на общие и профессиональные компетенции. Высокие требования, предъявляемые к физической подготовке морского специалиста,

профессионально-прикладную физическую подготовку относят к специальным (профессиональным) компетенциям, которые включают в себя следующие компоненты:

Учебно-образовательный компонент подразумевает овладение знаниями в области физической культуры и спорта, здоровьесбережения, здоровьесформирования, производственной физкультуры.

Деятельностный компонент включает в себя не только формирование двигательных умений, навыков, необходимых в профессиональной деятельности, но и развитие профессионально важных физических и психофизиологических качеств морских специалистов. В задачи развития информационного компонента специалиста входит: обогащение знаниями и умениями из области информатики и информационно – коммуникационных технологий; развитие интеллектуальных способностей.

Социально-коммуникативный компонент: соотносить свои устремления с интересами других людей и социальных групп; привлекать других людей и социальные институты к решению поставленных задач; продуктивно взаимодействовать с членами группы (команды), решающей общую задачу; представлять и цивилизованно отстаивать собственную точку зрения в диалоге и публичном выступлении на основе признания разнообразия позиций и уважительного отношения к ценностям других людей.

Личностный (психологический) компонент подразумевает развитие психологических качеств личности, необходимых в профессиональной деятельности: силы воли, инициативности, самообладания, смелости и решительности.

Компонент саморазвития: способность к профессиональному росту и непрерывному самообразованию: выявлять пробелы в своих знаниях и умениях; оценивать необходимость той или иной информации для своей деятельности; осуществлять информационный поиск с использованием различных средств.

Таким образом, реализация компетентностного подхода в образовании на современном этапе обеспечит выполнение основной цели профессионального образования – подготовку квалифицированных работников соответствующего уровня и профиля, конкурентоспособных на рынке труда, компетентных, ответственных, способных к эффективной работе по специальности на уровне мировых стандартов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Байденко В.И. Компетенции в профессиональном образовании (к освоению компетентностного подхода) // Высшее образование в России. № 11. 2004.
2. Болотов В.А., Сериков В.В. Компетентностная модель: от идеи к образовательной программе // Педагогика. - 2003. - № 10. - С.8.
3. Международная Конвенция о подготовке и дипломировании моряков и несении вахты 1978 года (ПДМНВ-78) с изменениями и дополнениями, принятыми Комитетом по безопасности на море в 1995, 1997, 1998, 2000, 2004, 2006 г.г. -Одесса, «Негоциант», 2007.
4. Щодро М.В., Комаров С.Н. Надежность в стрессовых ситуациях как фактор профессионального отбора курсантов морских вузов // Физическая подготовленность и здоровье населения: Сб. материалов Международ.науч.симпозиума. -Одесса: ТЭС, 1998.

ПРО ОСОБЛИВОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ЗАСАД КОМПЕТЕНТІСНОГО ПІДХОДУ У ПІДГОТОВКУ МАЙБУТНІХ ФАХІВЦІВ МОРСЬКОГО ТРАНСПОРТУ

Івченко Т.І.

Херсонська державна морська академія (Україна)

Вступ. Морське судноплавство відіграє ключову роль у світовій економіці, оскільки займає центральне місце в формуванні єдиної системи глобальних транспортних перевезень. Морський транспорт специфічний в тому сенсі, що він вже за характером діяльності є галуззю «міжнародною», основною функцією якого є забезпечення зовнішньоторговельних зв'язків між різними державами [1].

Актуальність. Міжнародними перевезеннями зайнято 90 % світового флоту, а 80 % світової зовнішньої торгівлі здійснюється морем. Тому при підготовці фахівців морського профілю безсумнівно необхідно врахувати екстремальність проведення професійної діяльності, пов'язаної з роботою в морі [2]. Ці чинники роблять актуальним застосування компетентнісного підходу до підготовки фахівців морського профілю.

Постановка задачі. Розглянути особливості впровадження засад компетентнісного підходу у професійну освіту моряків.

Світові крюїнгові компанії вимагають від випускника морських спеціальностей як професійних знань, умінь і навичок, що включають в себе плавальну практику не менше ніж 12 місяців на денному відділенні та 36 місяців на заочному відділенні, так і відповідних високих особистісних характеристик, що формують не тільки кваліфікацію, але і компетенцію майбутнього фахівця.

Державним нормативним документом, в якому узагальнюється зміст освіти, тобто відображаються цілі освіти та професійної підготовки, визначається місце фахівця в структурі господарства держави і вимоги до його компетентності, інших соціально важливих властивостей та якостей, є освітньо-кваліфікаційна характеристика (ОКХ) випускника вищого навчального закладу. ОКХ відображає соціальне замовлення на підготовку фахівця з урахуванням аналізу професійної діяльності та вимог до змісту освіти і навчання з боку держави та окремих замовників фахівців. Тому доцільним є впровадження в навчальний процес сучасних технологій та форм навчання, у тому числі: дистанційна, модульна, відкрите професійне навчання.

Висновки. Сучасному флоту потрібні конкурентоспроможні фахівці, здатні ефективно взаємодіяти у розв'язанні виробничих, соціальних, побутових завдань. Відповідно на цей запит є впровадження в освіту компетентнісного підходу, згідно якого формування професійних якостей фахівця транспортується у набуття відповідних компетенцій – складових його професійної компетентності. Тому необхідно продовжити роботу з визначення підходів щодо побудови навчального процесу у ВНЗ для формування компетентності майбутнього фахівця морської галузі на основі визначених компетенцій як кінцевого результату учбової діяльності студента. Це може стати предметом подальшого наукового дослідження.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зимняя И.А. Ключевые компетенции – новая парадигма результата образования // Высшее образование сегодня. – 2003. №5. – С. 34–42.
2. Дуля А. Підготовка майбутнього фахівця морської галузі у контексті компетентнісного підходу / Альона Дуля // Людинознавчі студії. Сер. : Педагогіка. – Дрогобич, 2015. – Вип. 31. – С. 146–155.

Наукове видання

МАТЕРІАЛИ

Міжнародної науково-технічна конференції

Кафедра транспортних технологій

**ТРАНСПОРТ: МЕХАНІЧНА ІНЖЕНЕРІЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ,
МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО
(ТМІЕТ – 2017)**

Відповідальний за випуск *Р.С. Врублевський, А.В. Букетов*
Друк, фальцювальню-палітурні роботи *В.Г. Удов*

Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Ум. друк. арк 9,5
Тираж 300 прим.

Видавництво
Херсонська державна морська академія,
Просп. Ушакова, 20, м. Херсон, 73000
Тел. 091-32-65-473

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої
справи до Державного реєстру
ДК №4319 від 10.05.2012