

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University
«Kharkiv Polytechnic Institute»

**Вісник Національного
технічного університету
«ХПІ». Серія:
Машинознавство та САПР**

№ 1'2021

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

**Bulletin of the National
Technical University
«KhPI». Series:
Engineering and CAD**

No. 1'2021

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2021

Kharkiv
NTU «KhPI», 2021

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР = Вестник Национального технического университета «ХПИ». Серия: Машиноведение и САПР = Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Engineering and CAD : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків: НТУ «ХПІ», 2021. № 1. 115 с. ISSN 2079-0775.

У збірнику представлені результати досліджень кінематики, динаміки, напружено-деформованого стану елементів сучасних машин, а також методи, моделі та системи їх автоматизованого проектування. Публікуються статті, що стосуються розробки систем автоматизованого проектування, застосування математичного моделювання в техніці, впровадження інформаційних технологій і розробки програмного забезпечення.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців у галузі автоматизованого проектування механічних систем

The publication is devoted to the coverage of achievements in the field of kinematics, dynamics, stress-strain state of machines elements, as well as methods, models and systems of their automated design. Articles are published on the development of CAD systems, the application of mathematical modeling in technic, the introduction of information technology and software development.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of mechanical engineering

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації України
КВ № 23870–13710Р від 15 березня 2019 р.

Мова статей – українська, російська, англійська

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі індексується в наукометричних базах OCLC WorldCat (США) і Google Scholar, пошукової системи Crossref та Bielefeld Academic Search Engine (Німеччина), входить до Переліку ICI Journal Master List 2018, 2019 наукометричної бази даних Index Copernicus, включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA), а також до електронних бібліотек The Vernadsky National Library of Ukraine (Україна, Київ), Institutional Repository (eNTUKhPIIR) (Україна, Харків), науково-технічної бібліотеки НТУ «ХПІ»

Офіційний сайт видання: <http://misapr.khpi.edu.ua/>

Засновник
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Founder
National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Редакційна колегія серії

Відповідальний редактор:

Ткачук М. А., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний секретар:

Ткачук М. М., НТУ «ХПІ», Україна

Члени редколегії:

Андренко П.М., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Бошанські М., проф., Словацький технічний університет,
Братислава, Словаччина

Бурласенко В. М., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Волонцевич Д. О., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Грабовський А. В., с. н. с., НТУ «ХПІ», Україна

Гречка І. П., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Львов Г. І., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Мартиненко О.В., університет Штуттгарта, Німеччина

Роговий А. С., доц., Харківський національний автомобільно-
дорожній університет, Україна

Струтинський С. В., доц., НТУУ «Київський політехнічний
інститут ім. Ігоря Сікорського», Україна

Ткачук А.М., Карлстадський університет, Інститут інженерії
та фізики, Швеція

Хавін Г.Л., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Editorial staff

Associate editor:

Tkachuk M. A., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Executive secretary:

Tkachuk M. M., NTU «KhPI», Ukraine

Editorial staff members:

Andrenko P.M., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Bošanský M., prof., Slovak University of Technology in
Bratislava, Slovak Republic

Burlayenko V. M., Doct. of Science, NTU «KhPI», Ukraine

Volontsevich D.O., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Grabovsky A. V., senior researcher, NTU «KhPI», Ukraine

Grechka I.P., Doct. of Science, NTU «KhPI», Ukraine

Lvov G. I., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Martynenko O.V., University of Stuttgart, Germany

Rogovyi A.S., Doct. of Science, Kharkiv National Automobile
and Highway University, Ukraine

Strutynskiy S.V., Doct. of Science, NTUU «Igor Sikorsky Kyiv
Polytechnic Institute»

Tkachuk A.M., Karlstads Universitet, Department of Engineering
and Physics, Sweden

Khavin G.L., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 7 від 2 липня 2021 р.

ПАМЯТИ ИЛЬИ СЕМЕНОВИЧА ЧЕРНЯВСКОГО (1930–2020 гг.)



18 декабря 2020 года ушел из жизни Илья Семенович Чернявский, кандидат технических наук, многолетний начальник КБ расчётов и научных исследований на Харьковском тракторном заводе, авторитетнейший специалист в области динамики и прочности зубчатых передач и трансмиссий.

Он родился 31 января 1930 г. в городе Александрия (Кировоградская область). В 1944 г. закончил с медалью харьковскую среднюю школу №131 и поступил в Харьковский технологический институт на специальность «Динамика и прочность». В 1953 г. Илья Семенович закончил институт и был распределен на харьковский завод «Серп и молот».

Начиная с 1957 г. и до выхода на пенсию вся трудовая биография Ильи Семеновича была неразрывно связана с Харьковским тракторным заводом. Как раз в это время на заводе было создано конструкторское бюро расчётов и научных исследований, в котором он и начал работать. Главная задача, поставленная перед бюро – расчётный анализ новых конструкций узлов и агрегатов тракторов и выбор параметров, обеспечивающих их прочность и ресурс.

В 1962 г. Илья Семенович был назначен начальником КБ. В это время в связи с внедрением в серийное производство трактора Т-74 начали поступать сведения о многочисленных отказах в эксплуатации. Появилась тенденция создания мощных пашотных тракторов и началась разработка трактора ДТ-125. Все это требовало расчетного анализа элементов узлов и агрегатов трактора, а также проведения испытаний. Этим вопросам была посвящена его кандидатская диссертация «Исследование условий работы зубчатых передач трансмиссий тракторов и разработка путей обеспечения их долговечности», которая была успешно защищена в 1968 г. На основании этих исследований был предложен ряд оригинальных решений, которые были внедрены в серийное производство и позволили снять проблему надёжности при массовом производстве трактора Т-74.

Одновременно с этими работами Илья Семенович активно включился в процесс создания гусеничного трактора ДТ-125 на базе колесного Т-125, а в дальнейшем – создания семейства тракторов Т-150. Для этого семейства была создана трансмиссия с переключением передач под нагрузкой без остановки трактора, в то время как переключение на ранее выпускаемых тракторах происходило с обязательной их остановкой.

А в 90-е годы, при непосредственном участии Ильи Семеновича, на базе модернизированных трансмиссий разработано и внедрено в серийное производство семейство колесных тракторов ХТЗ-170, ХТЗ-120/121, ХТЗ-160.

Илья Семенович был автором 35 авторских свидетельств, 26 из которых внедрены на ХТЗ, соавтором около 170 научных работ. Его неоднократно награждали медалями ВДНХ, почетными грамотами.

После достижения 75-летия Илья Семенович вышел на пенсию, но не оставил активной научной и учебной деятельности. Он руководил дипломными проектами и работами студентов НТУ «ХПИ», постоянно принимал участие в международных научно-технических конференциях, в работе ученых советов по защите докторских и кандидатских диссертаций. Особенно хочется отметить его активное участие в конференциях «Проблемы качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов» и «Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем и элементов их конструкций», которые проводились в г. Севастополе до 2013 г.

Светлая память об Илье Семеновиче навсегда останется в сердцах друзей, коллег и единомышленников.

*Редакционная коллегия
серии «Машиноведение и САПР»
Вестника НТУ «ХПИ»*

*А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, С. В. КУЦЕНКО, М. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, О. Є. ШАТАЛОВ,
І. О. ВОЛОШИНА, В. В. ТИМОФІЄНКО*

МОДЕЛЮВАННЯ ДІЇ УДАРНО-ХВИЛЬОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА КОРПУСНІ ЕЛЕМЕНТИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Для дослідження впливу ударно-хвильового навантаження на корпусні елементи транспортних засобів розроблена постановка, яка враховує рухомий характер цього навантаження. Створено спеціалізовану параметричну скінченно-елементну модель макету корпусу бронетранспортера, що враховує особливості досліджуваного процесу. Задача визначення напружено-деформованого стану бронекорпусів розв'язується у статичній та динамічній постановках. Наведено просторово-часові розподіли компонент і характеристик напружено-деформованого стану дослідженого макету бронекорпусу бронетранспортера. Аналіз одержаних результатів досліджень у використаних постановках свідчать про необхідність розв'язання задачі у повній динамічній постановці із урахуванням можливості виникнення пластичних деформацій. Для визначення більш раціональних конструктивних рішень побудовано методологічну основу.

Ключові слова: напружено-деформований стан; бронетранспортер; бронекорпус; ударна хвиля; рухоме навантаження; макет; раціональне конструктивне рішення

*А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, С. В. КУЦЕНКО, Н. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСКИЙ, О. Е. ШАТАЛОВ,
И. А. ВОЛОШИНА, В. В. ТИМОФЕЕНКО*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕЙСТВИЯ УДАРНО-ВОЛНОВОЙ НАГРУЗКИ НА КОРПУСНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Для исследования влияния ударно-волновой нагрузки на корпусные элементы транспортных средств разработана постановка, которая учитывает подвижный характер этой нагрузки. Создана специализированная параметрическая конечно-элементная модель макета корпуса бронетранспортера, которая учитывает особенности изучаемого процесса. Задача определения напруженно-деформированного состояния бронекорпусов решается в статической и динамической постановках. Приведены пространственно-временные распределения компонент и характеристик напруженно-деформированного состояния исследованного макета бронекорпуса бронетранспортера. Анализ полученных результатов исследований в используемых постановках свидетельствуют о необходимости решения задачи в полной динамической постановке с учетом возможности возникновения пластических деформаций. Для определения более рациональных конструктивных решений построена методологическая основа.

Ключевые слова: напруженно-деформированное состояние; бронетранспортер; бронекорпус; ударная волна; подвижная нагрузка; макет; рациональное конструктивное решение

*A. VASILIEV, S. KUTSENKO, M. A. TKACHUK, A. GRABOVSKIY, O. SHATALOV, I. VOLOSHYNA,
V. TIMOFIENKO*

ACTION MODELING OF THE SHOCK-WAVE LOAD ON THE VEHICLES HULLS ELEMENTS

To study the effect of shock wave load on the body elements of vehicles, a setting has been developed that takes into account the mobile nature of this load. A specialized parametric finite-element model of the body layout has been created armored-carrier, taking into account the peculiarities of the studied process. The problem of determining the stress-strain state armored-hulls solved in static and dynamic formulation. The space-time distributions of components and characteristics of the stress-strain state of the investigated model armored-carrier of armored hulls are given. The results of research in the used formulations indicate the need to solve the problem in a complete dynamic formulation with account for plastic deformations. This establishes a new methodology for the rational choice of engineering solutions.

Keywords: stress-strain state; armored carrier; armored hulls; shock wave; moving load; sample; rational constructive decision

Вступ. На корпуси транспортних засобів діють різноманітні навантаження. Зокрема, на корпуси транспортних засобів спеціального призначення чинять вплив ударно-хвильові навантаження від вибухів різних засобів (фугасні боеприпаси, ударні хвилі від вибухових пристроїв тощо). Відповідно, на етапах проектування необхідно здійснювати аналіз напружено-деформованого стану корпусів цих транспортних засобів на дію такого типу навантажень. Це викликає потребу у відповідних постановках, моделях та методах досліджень. На це спрямована подана робота.

Аналіз публікацій за обраною тематикою. Сучасний стан наукових досліджень за тематикою моделювання динамічних процесів у просторових конструкціях характеризується високим рівнем теоретичних розробок і засобів чисельного аналізу. У першу чергу це стосується власних частот і форм коливань, вимушених коливань конструкцій при дії навантажень різного часового розподілу [1, 2]. Разом із тим загальна постановка та методи розв'язання задач аналізу динамічних процесів при дії рухомих навантажень натеper у повному об-

сязі відсутні. Традиційні постановки такого типу задач [3] стосуються відносно простих об'єктів. Якщо ж мова іде про складні конструкції, то напряду такі підходи застосовані бути не можуть. Якщо ж звертатися до можливостей скінченно-елементного аналізу [4], то вони не надають прямих засобів розв'язання усіх поставлених задач такого типу. Більш того, у силу специфіки досліджуваних об'єктів необхідно мати у своєму розпорядженні, з одного боку, оперативний, а, з іншого, – достатньо точний інструмент досліджень їхнього динамічного напружено-деформованого стану при дії ударно-хвильового навантаження. При цьому застосування альтернативних та удосконалених засобів досліджень [5–10] також не усуває проблем, що виникають. Разом із тим слід зазначити, що уже запропоновані раніше підходи [11–14], які дають перспективу розвитку та реалізації стосовно широкого класу подібних конструкцій.

Таким чином, можна зробити загальний висновок про актуальність розроблення підходів, моделей та ме-

© А. Ю. Васильєв, С. В. Куценко, М. А. Ткачук,
А. В. Грабовський, О. Є. Шаталов, І. О. Волошина,
В. В. Тимофієнко, 2021

тодів досліджень напружено-деформованого стану просторових конструкцій під дією рухомого навантаження.

Це, а також здійснення таких досліджень, становить мету роботи.

Базові підходи, моделі та методи досліджень напружено-деформованого стану корпусних елементів транспортних засобів при дії ударно-хвильового навантаження. Основною методологічною проблемою, яка виникає при постановці задачі, що розглядається, є спосіб моделювання рухомого навантаження на складну конструкцію. Це навантаження має низку особливостей. По-перше, воно рухоме. Тобто замість незмінного просторового та змінного часового розподілу таке навантаження є змінним просторово-часовим, тобто змінюваним у часі та області прикладання. По-друге, варійованим є напрямок руху ударної хвилі. По-третє, варійованим є також розподіл надлишкового тиску у фронті ударної хвилі.

Підхід та модель, що розробляється, передбачають як варійовані, окрім проектних схем, компоновки і параметрів елементів корпусу та бойової машини в цілому, ще й умови бойового застосування та режими дії чинників ураження. Що стосується засобів чисельного моделювання, то вони базуються на залученні методу скінченних елементів із доповненням спеціальними модулями, які формують рухоме навантаження на корпусні елементи транспортних засобів. Зокрема, із цією метою залучені та удосконалені моделі поетапного прикладання розподіленого рухомого навантаження на просторові скінченно-елементні моделі, які започатковані у роботах [11–14]. Основна ідея такого підходу – це розбиття часового інтервалу дискретизації на інтервали, які не більші чверті періоду власних коливань конструкції. Таким чином, на конструкцію накладаються рухома смуга навантаження. При цьому можуть бути задіяні усі можливості аналізу динамічного напружено-деформованого стану, які нада-

ють сучасні пакети типу ANSYS, Femap, Abaqus тощо.

Тестові моделі та результати досліджень динамічного напружено-деформованого стану макетів корпусів бронетранспортеру БТР-3Е. При дії інтенсивних навантажень у бронекорпусах бронетранспортерів БТР-3Е можливе виникнення пластичних деформацій. Для аналізу характеру реакції таких складних конструкцій на початкових етапах досліджень доцільно залучати не реальні, а тестові варіанти (макети, що відтворюють форму і структуру корпусу, проте, на відміну від реальних, мають умовні товщини зовнішніх панелей та елементів внутрішньої силової структури). Для аналізу напружено-деформованого стану макетів цих бронекорпусів, виготовлених із сталевих панелей із заданою умовно постійною товщиною 6,8 мм у всіх проекціях, були здійснені їх модельні дослідження при дії ударної хвилі із надлишковим тиском 60 кПа у фронті.

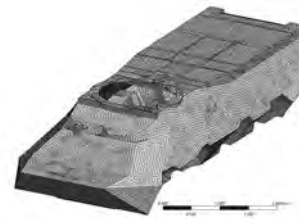
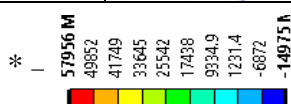


Рисунок 1 – Скінченно-елементна сітка тестового макету корпусу БТР-3Е

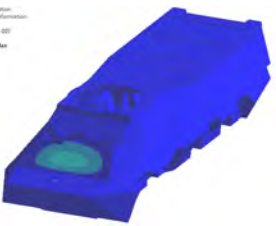
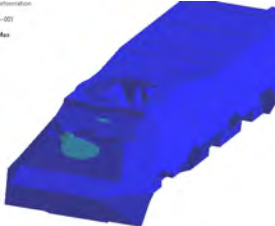
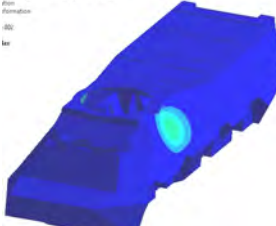
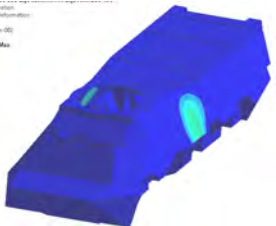
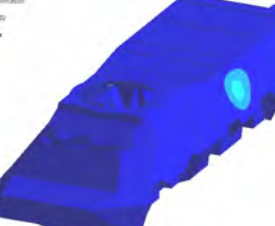
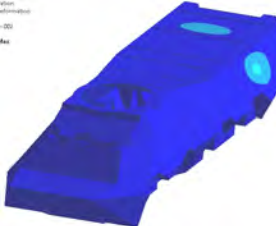
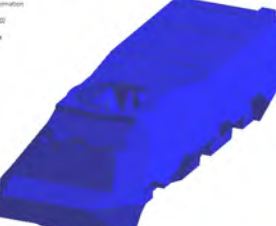
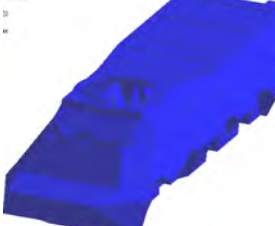
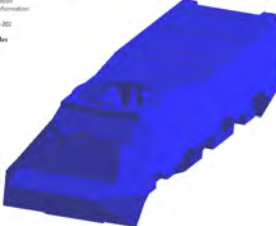
На рис. 1 наведена скінченно-елементна сітка тестового макету корпусу БТР-3Е: елементів – 33,5 тис., вузлів – 30 тис., монотовщина – 6,8мм, а в табл. 1–8 та на рис. 2, 3 – результати досліджень для варіантів у квазістатичній (тобто покровквий статичний аналіз без урахування інерційних сил, але зі змінною областю навантаження) та у повній динамічній постановці.

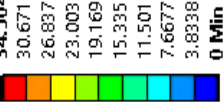
Таблиця 1 – Розподіл тиску (Па) при проходженні ударної хвилі (60 кПа) залежно від часу (с) *

Момент часу, с	Розподіл тиску, Па	Момент часу, с	Розподіл тиску, Па	Момент часу, с	Розподіл тиску, Па
$3,333 \cdot 10^{-6}$		$3 \cdot 10^{-3}$		$6,3333 \cdot 10^{-3}$	
$9,6667 \cdot 10^{-3}$		$1,3 \cdot 10^{-2}$		$1,6333 \cdot 10^{-2}$	
$1,9667 \cdot 10^{-2}$		$2,3 \cdot 10^{-2}$		$2,6333 \cdot 10^{-2}$	

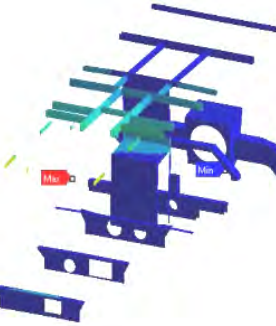
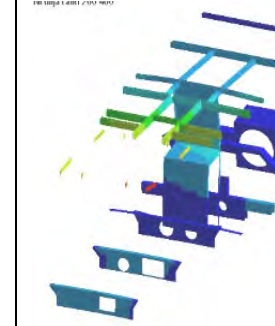
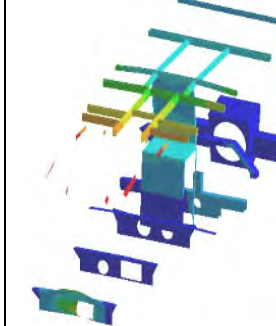
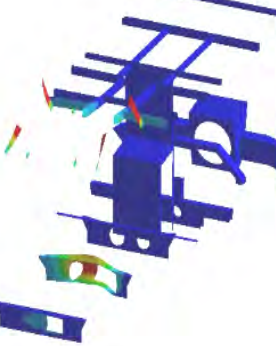
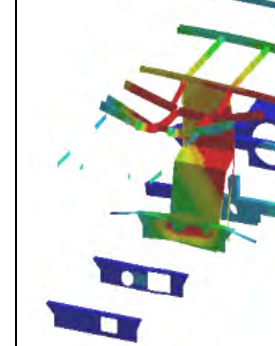
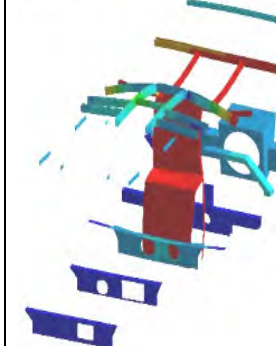


Таблиця 2 – Повні переміщення точок корпусу макету (мм) залежно від часу (с) (квазістатичне навантаження, максимальні переміщення – 34,504 мм)*

Момент часу, с	Повні переміщення точок корпусу макету, мм	Момент часу, с	Повні переміщення точок корпусу макету, мм	Момент часу, с	Повні переміщення точок корпусу макету, мм
$3,7037 \cdot 10^{-3}$		$7,4074 \cdot 10^{-3}$		$1,1111 \cdot 10^{-2}$	
$1,4815 \cdot 10^{-2}$		$1,8519 \cdot 10^{-2}$		$2,2222 \cdot 10^{-2}$	
$2,592 \cdot 10^{-2}$		$2,963 \cdot 10^{-2}$		$3,3333 \cdot 10^{-2}$	

*  34.504
30.671
26.837
23.003
19.169
15.335
11.501
7.6677
3.8338
0 Min

Таблиця 3 – Повні переміщення (мм) у елементах силової структури макета корпусу залежно від часу (с) (квазістатичне навантаження, максимальні переміщення – 34,504 мм)*

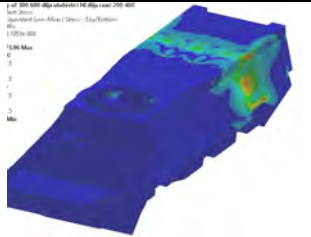
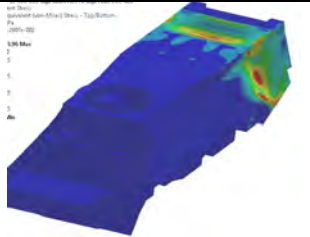
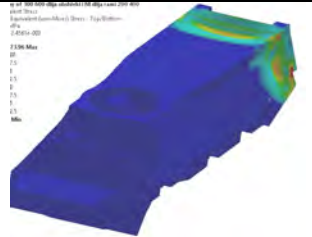
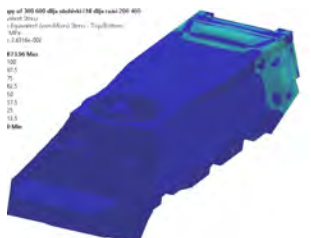
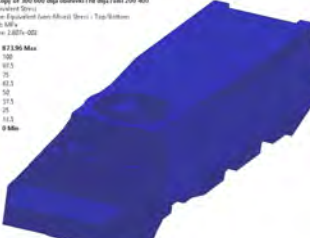
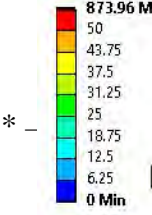
Момент часу, с	Повні переміщення, мм	Момент часу, с	Повні переміщення, мм	Момент часу, с	Повні переміщення, мм
$2,0 \cdot 10^{-3} **$		$3,7037 \cdot 10^{-3}$		$7,4074 \cdot 10^{-3}$	
$1,1111 \cdot 10^{-2}$		$1,4815 \cdot 10^{-2}$		$1,8519 \cdot 10^{-2}$	

Момент часу, с	Повні переміщення, мм	Момент часу, с	Повні переміщення, мм	Момент часу, с	Повні переміщення, мм
$2,2222 \cdot 10^{-2}$		$2,5926 \cdot 10^{-2}$		$3,3333 \cdot 10^{-2}$	

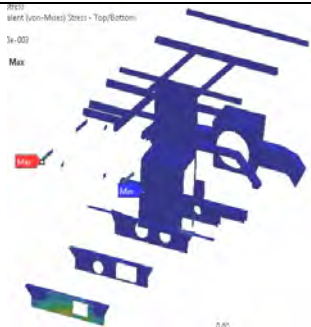

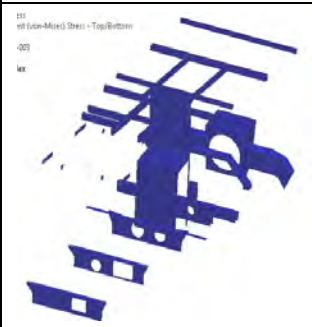
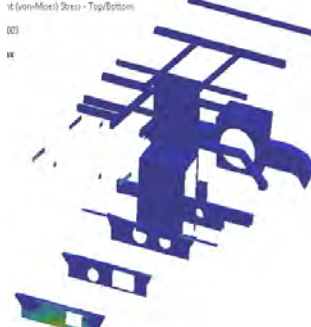


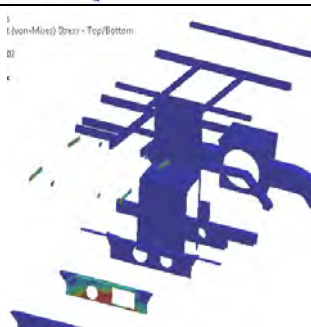
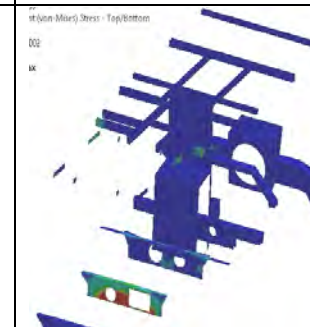
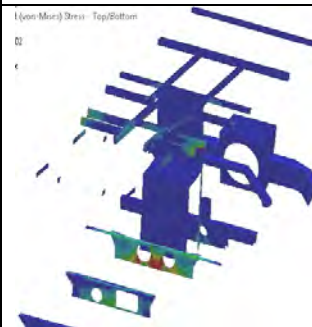


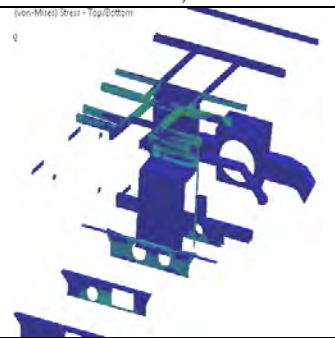
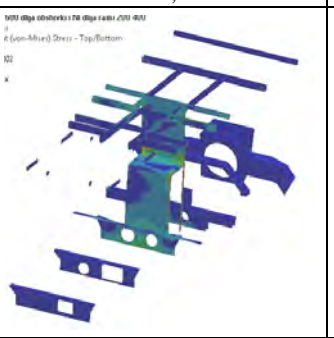
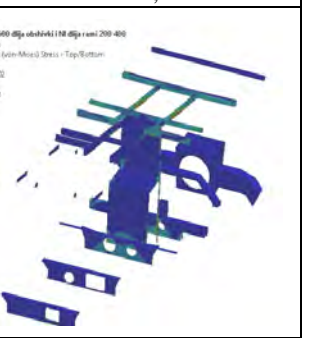

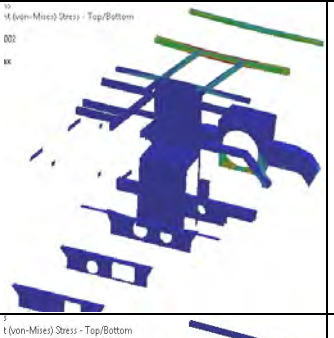

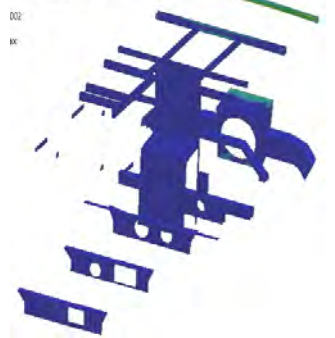
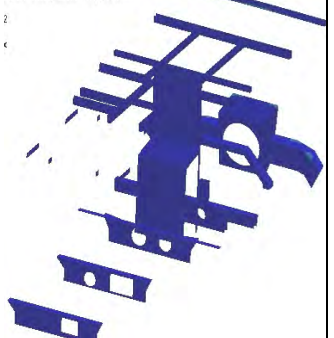
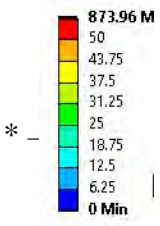
Таблиця 4 – Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) у елементах макета корпусу залежно від часу (с) (квазістатичне навантаження, максимальне напруження – 873,96 МПа) *

Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа
$5,333 \cdot 10^{-3}$		$1,7544 \cdot 10^{-3}$		$3,5088 \cdot 10^{-3}$	
$5,2632 \cdot 10^{-3}$		$7,0175 \cdot 10^{-3}$		$8,7719 \cdot 10^{-3}$	
$1,0526 \cdot 10^{-2}$		$1,2281 \cdot 10^{-2}$		$1,4035 \cdot 10^{-2}$	
$1,5789 \cdot 10^{-2}$		$1,7544 \cdot 10^{-2}$		$1,9298 \cdot 10^{-2}$	

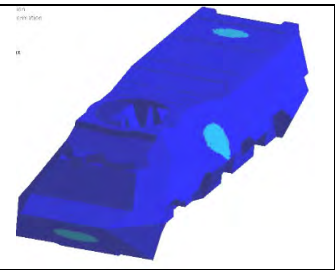
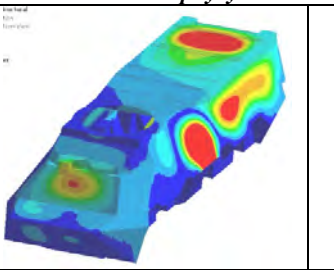
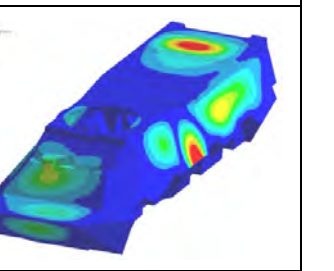
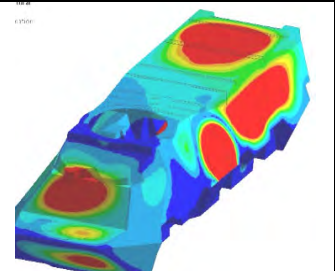
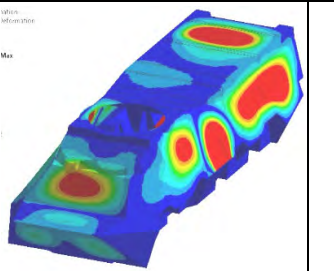
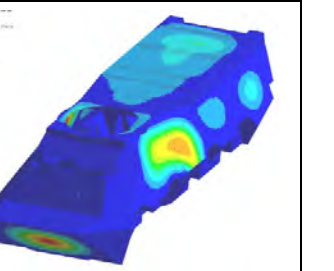
Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа
$2,1053 \cdot 10^{-2}$		$2,2807 \cdot 10^{-2}$		$2,4561 \cdot 10^{-2}$	
$2,6316 \cdot 10^{-2}$		$2,807 \cdot 10^{-2}$			 <p>873.96 M 50 43.75 37.5 31.25 25 18.75 12.5 6.25 0 Min</p>

Таблиця 5 – Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) у елементах макета корпусу та силової структури макета корпусу (квасистатичне навантаження, максимальне напруження – 873,96 МПа) *

Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа
$5,333 \cdot 10^{-3}$		$1,7544 \cdot 10^{-3}$		$3,5088 \cdot 10^{-3}$	
$5,2632 \cdot 10^{-3}$		$7,0175 \cdot 10^{-3}$		$8,7719 \cdot 10^{-3}$	
$1,0526 \cdot 10^{-2}$		$1,2281 \cdot 10^{-2}$		$1,4035 \cdot 10^{-2}$	

Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа
$1,5789 \cdot 10^{-2}$		$1,7544 \cdot 10^{-2}$		$1,9298 \cdot 10^{-2}$	
$2,1053 \cdot 10^{-2}$		$2,2807 \cdot 10^{-2}$		$2,4561 \cdot 10^{-2}$	
$2,6316 \cdot 10^{-2}$		$2,807 \cdot 10^{-2}$			 <p>873.96 M 50 43.75 37.5 31.25 25 18.75 12.5 6.25 0 Min</p>

Таблиця 6 – Повні переміщення точок макета корпусу та елементів силової структури макета корпусу (мм) залежно від часу (с) (динамічне навантаження, максимальні переміщення – 10,997 мм)*

Момент часу, с	Повні переміщення, мм	Момент часу, с	Повні переміщення, мм	Момент часу, с	Повні переміщення, мм
<i>для точок макета корпусу</i>					
1,9697		1,667		1,5657	
1,4646		1,1313		1,2626	

Момент часу, с	Повні переміщення, мм	Момент часу, с	Повні переміщення, мм	Момент часу, с	Повні переміщення, мм
1,2121		1,1616		1, 0606	
0,909		0,808		0,7576	
0, 6566		0,5556		0, 505	
0,303		0, 1515		$2,33 \cdot 10^{-2}$	
елементів силової структури макета корпусу					
$2,33 \cdot 10^{-2} **$		0,202		0, 3535	
0, 505		0, 6566		0,7576	

Момент часу, с	Повні переміщення, мм	Момент часу, с	Повні переміщення, мм	Момент часу, с	Повні переміщення, мм
0,9597		1,061		1,263	
1,414		1,818		1,8687	



Таблиця 7 – Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) у елементах макета корпусу залежно від часу (с) (динамічне навантаження, залежно від часу (с), максимальні напруження – 410,58 МПа) *

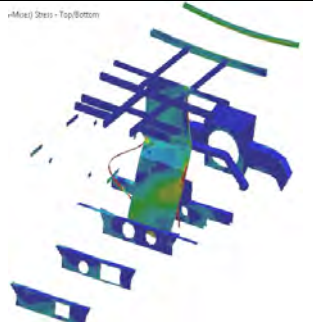
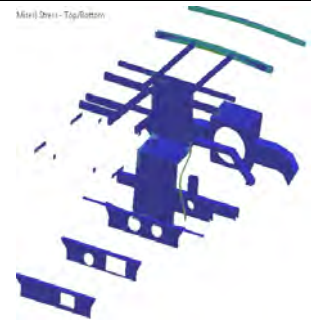
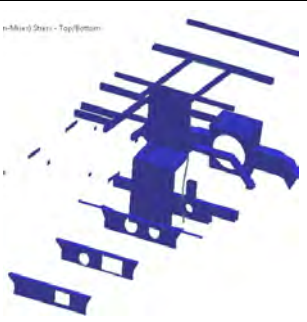



Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа
$5,051 \cdot 10^{-2}$		0,101		0,152	
0,2525		0,404		0,303	
0,505		0,6566		0,808	

Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа
1,579·10 ⁻²		0,96		1,01	
1,06		1,212		0,313	
1,465		1,616		1,717	



Таблиця 8 – Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) в елементах силової структури макета корпусу залежно від часу (с) (динамічне навантаження, максимальні напруження – 350,13 МПа)*

Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа
5,051·10 ⁻²		0,101		0,202	
0,354		0,505		0,657	

Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	Момент часу, с	Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа
0,808		1,465		1,5657	
1,6162		1,667		1,7677	

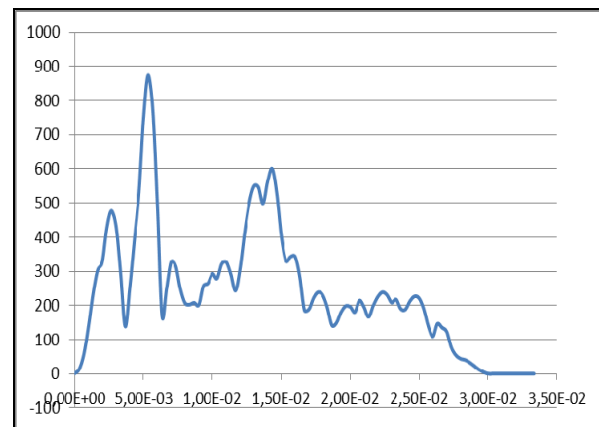
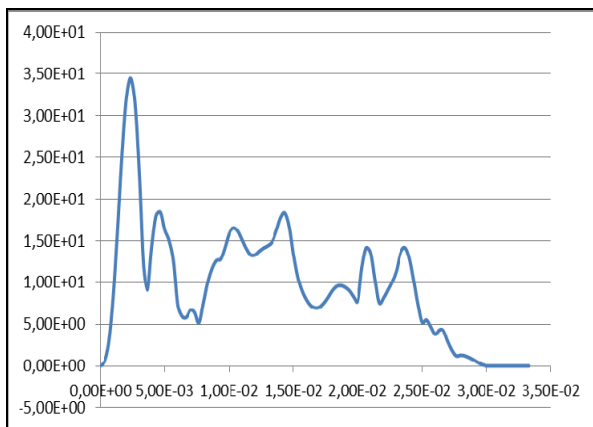
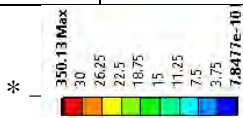


Рисунок 2 – Розподіл компонент НДС у макеті корпусу у часі (с) (квазістатичне навантаження):
a – максимальні повні переміщення (мм); *b* – максимальні еквівалентні напруження за Мізесом (МПа)

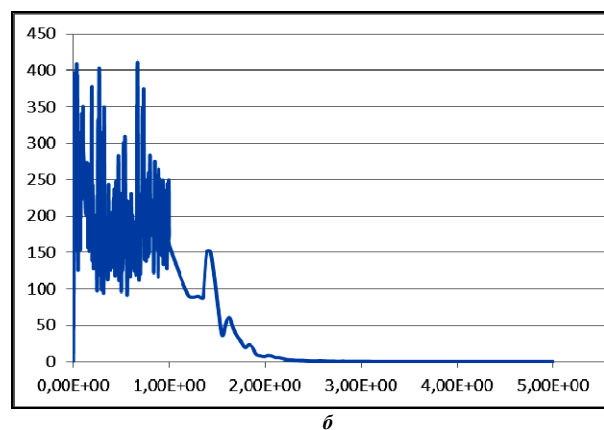
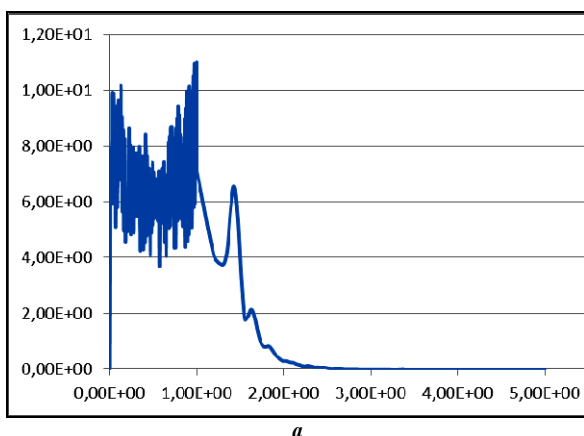


Рисунок 3 – Розподіл компонент НДС у макеті корпусу у часі (с) (динамічне навантаження):
a – максимальні повні переміщення (мм); *b* – максимальні еквівалентні напруження за Мізесом (МПа)

Аналіз результатів та висновки. Аналіз результатів визначення напружено-деформованого стану макету дослідженого бронекорпусу свідчить про те, що для варіанту квазістатичної постановки спостерігається, так би мовити, «последовна» реакція конструкції на дію серії навантажень, що послідовно зміщуються. Навпаки, для варіанту повної динамічної постановки спостерігається наявність розвинених динамічних процесів по всій конструкції.

Для усіх модельних задач отримані значення прогинів панелей у 34,5 мм («квазістатика») і 11,0 мм («динаміка»), а еквівалентних напружень – 874,0 МПа («квазістатика») і 410,6 МПа («динаміка»). Таким чином, динамічна постановка суттєво знижує рівень обчислених напружень у корпусі.

Як засвідчує аналіз одержаних результатів досліджень, для бронекорпусів необхідно здійснювати дослідження напружено-деформованого стану при дії рухомого ударно-хвильового навантаження у повній динамічній постановці із урахуванням можливості виникнення пластичних деформацій. Для визначення більш раціональних конструктивних рішень потрібні відповідні дослідження, методологічну основу для яких уже побудовано.

Список літератури

1. Андронов А. А., Витт А. А., Хайкин С. Э. *Теория колебаний*. 2-е изд., перераб. и испр. Москва: Наука, 1981. 918 с.
2. Бабаков И. М. *Теория колебаний*. Москва: Дрофа, 2004. 591 с.
3. Пановко Я. Г., Губанова И. И. *Устойчивость и колебания упругих систем*. Москва: Наука, 1979. 384 с.
4. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p. ISBN: 1856176339
5. Alexandre de M. Wahrhaftig, Reyolando M.L.R.F. Brasil. Vibration analysis of mobile phone mast system by Rayleigh method. *Applied Mathematical*. 2016. Modelling 000. P. 1–16.
6. Senjanović I., Alujević N., Čatipović I., Čakmak D., Vladimir N. Vibration analysis of rotating toroidal shell by the Rayleigh-Ritz method and Fourier series. *Engineering Structures*. 2018. 173. P. 870–891.
7. Chakraverty S., Laxmi Behera. Free vibration of rectangular nanoplates using Rayleigh-Ritz method. *Physica E*. 2014. 56. P. 357–363.
8. Oliveri V., Milazzo A. A Rayleigh-Ritz approach for postbuckling analysis of variable angle tow composite stiffened panels. *Computers & Structures*. 2018. Volume 196. P. 263–276.
9. Qinghua S., Jiahao S., Zhanqiang L. Vibration analysis of functionally graded plate with a moving mass. *Applied Mathematical Modelling*. 2017. Volume 46. P. 141–160.
10. Datta N. A., Thekinen J. D. Rayleigh-Ritz based approach to characterize the vertical vibration of non-uniform hull girder. *Ocean Engineering*. 2016. 125. P. 113–123.
11. Васильев А. Ю., Веретельник О. В., Танченко А. Ю., Мартыненко А. В., Грабовский А. В. Моделирование воздействия газодинамических нагрузок на корпуса боевых бронированных машин. *Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал*. Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 1. С. 68–74.
12. Бісик С. П., Чепков І. Б., Голуб В. А., Ларін О. Ю. Дослідження вибухового навантаження V подібної моделі днища бойової машини. *ЦНДІ ОВТ ЗСУ. Збірник наук. праць*. Київ.: ЦНДІ ОВТ. 2012. Вип. 1 (22). С. 232–240.
13. Бісик С. П., Голуб В. А., Корбач В. П. Числове вирішення задачі ударно-хвильового навантаження пластини. *Військово-технічний збірник. Академія Сухопутних військ*. Львів: АСВ. 2011. Вип. 2 (5). С. 3–6.
14. Бісик С. П., Круковський-Сіневич К. Б., Чепков І. Б. [та ін.]. Дослідження навантаження вибухом макетів днищ бойових машин. *Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал*. Харків: НТУ «ХПІ». 2012. № 2. С. 110–118.

References (transliterated)

1. Andronov A. A., Vitt A. A., Hajkin S. Je. *Teorija kolebanij*. 2-e izd., pererab. i ispr. Moscow: Nauka, 1981. 918 p.
2. Babakov I. M. *Teorija kolebanij*. Moscow: Drofa, 2004. 591 p.
3. Panovko Ja. G., Gubanova I. I. *Ustojchivost' i kolebanija uprugih sistem*. Moscow: Nauka. 1979. 384 p.
4. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p. ISBN: 1856176339
5. Alexandre de M. Wahrhaftig, Reyolando M.L.R.F. Brasil. Vibration analysis of mobile phone mast system by Rayleigh method. *Applied Mathematical*. 2016. Modelling 000. pp. 1–16.
6. Senjanović I., Alujević N., Čatipović I., Čakmak D., Vladimir N. Vibration analysis of rotating toroidal shell by the Rayleigh-Ritz method and Fourier series. *Engineering Structures*. 2018, 173, pp. 870–891.
7. Chakraverty S., Laxmi Behera. Free vibration of rectangular nanoplates using Rayleigh-Ritz method. *Physica E*. 2014, no. 56, pp. 357–363.
8. Oliveri V., Milazzo A. A Rayleigh-Ritz approach for postbuckling analysis of variable angle tow composite stiffened panels. *Computers & Structures*. 2018, Volume 196, pp. 263–276.
9. Qinghua S., Jiahao S., Zhanqiang L. Vibration analysis of functionally graded plate with a moving mass. *Applied Mathematical Modelling*. 2017, Volume 46, pp. 141–160.
10. Datta N. A., Thekinen J. D. Rayleigh-Ritz based approach to characterize the vertical vibration of non-uniform hull girder. *Ocean Engineering*. 2016, no. 125, pp. 113–123.
11. Vasil'ev A. Ju., Veretel'nik O. V., Tanchenko A. Ju., Martynenko A. V., Grabovskij A. V. Modelirovanie vozdeystvija gazodinamicheskikh nagruzok na korpusa boevykh bronirovannykh mashin.. *Mexanika ta mashy'nobuduvannya. Naukovo-texnichny'j zhurnal*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2014, no. 1, pp. 68–74.
12. Bisy'k S. P., Chepkov I. B., Golub V. A., Larin O. Yu. Doslidzhennya vy'buxovogo navantazhennya V podobnoyi modeli dny'shha bojovoyi mashy'ny'. *CzNDI OVT ZSU. Zbirny'k nauk. prac'z*. Ky'yiv.: CzNDI OVT. 2012, vol. 1 (22), pp. 232–240.
13. Bisy'k S. P., Golub V. A., Korbach V. P. Chy'slove vy'rishennya zadachi udarno-xvy'l'ovogo navantazhennya plasty'ny'. *Vijs'kovo-texnichny'j zbirny'k. Akademiya Suxoputny'x vijs'k*. L'viv: ASV. 2011, vol. 2 (5), pp. 3–6.
14. Bisy'k S. P., Krukovs'ky'j-Sinevy'ch K. B., Chepkov I. B. [ta in.]. Dosli-dzhennya navantazhennya vy'buxom maketiv dny'shh bojovy'x mashy'n. *Mexanika ta mashy'nobuduvannya. Naukovo-texnichny'j zhurnal*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2012, no. 2, pp. 110–118.

Надійшла (received) 25.04.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Васильєв Антон Юрійович (Васильєв Антон Юрьевич, Vasiliev Anton) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8106-0950>; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org.

Кущенко Сергій Володимирович (Кущенко Сергей Владимирович, Kutsenko Serhii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м Харків, Україна, e-mail: skutsenko@tmm-sapr.org.

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, про-

фесор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andrey) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Шаталов Олег Євгенович (Шаталов Олег Евгеньевич, Shatalov Oleg) – кандидат технічних наук, Національна Академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, доцент кафедри бронетанкової техніки, м. Львів, тел. 097-457-38-31, <http://orcid.org/0000-0001-8941-8734>, e-mail: shatl-oleg-ua@ukr.net

Волошина Ірина Олександрівна (Волошина Ирина Александровна, Voloshyna Iryna) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студентка гр. МІТ-218м, м Харків, Україна; e-mail: s1802@tmm-sapr.org.

Тимофієнко Вадим Вадимович (Тимофеев Вадим Вадимович, Timofienko Vadim) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент гр. МІТ-218м, м Харків, Україна; e-mail: s1802@tmm-sapr.org.

***A. В. ГРАБОВСЬКИЙ, І. П. ГРЕЧКА, М. М. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСЬКА, С. В. КУЦЕНКО,
В. І. СЕРИКОВ***

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІЙСЬКОВИХ ТА ЦИВІЛЬНИХ МАШИН ШЛЯХОМ ОБҐРУНТУВАННЯ ФОРМИ ТА ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛІВ КОНТАКТУЮЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Елементи конструкцій сучасних машин військового та цивільного призначення зазвичай працюють в умовах високих контактних навантажень. При цьому на етапі їх створення дослідження міцності здійснюються із застосуванням традиційних моделей контакту тіл номінальної форми. Проте реальні елементи конструкцій мають відхилення від таких моделей, які зумовлені проектно-технологічними чинниками: макровідхилення форми, шорсткість поверхонь, зміщення тощо. Такі збурення номінальних параметрів чинять значний вплив на розподіл контактної тиску між елементами машин військового та цивільного призначення. Проте традиційні методи дослідження напружено-деформованого стану контактуючих тіл не дають можливість урахувати такі чинники повною мірою, сукупно та вичерпно. Для усунення протиріччя, що склалося, запропоновано напіваналітичний метод, який базується на розвиткові варіаційних принципів та гранично-елементної дискретизації. Створювані моделі дають можливість урахувати закономірності впливу збурень форми та властивостей поверхневих шарів контактуючих тіл на напружено-деформований стан. У результаті стає можливим обґрунтування сприятливих збурень за критеріями міцності. Такі моделі та методи пропонуються роботі, а на їх основі – здійснення досліджень елементів машин військового та цивільного призначення задля забезпечення світового рівня їх технічних і тактико-технічних характеристик.

Ключові слова: машини військового та цивільного призначення; проектно-технологічний чинник; напружено-деформований стан; контактна взаємодія; міцність

***A. В. ГРАБОВСКИЙ, И. П. ГРЕЧКА, Н. Н. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСКАЯ, С. В. КУЦЕНКО,
В. И. СЕРИКОВ***

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЕННЫХ И ГРАЖДАНСКИХ МАШИН ПУТЕМ ОБОСНОВАНИЯ ФОРМЫ И СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ КОНТАКТИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Элементы конструкций современных машин военного и гражданского назначения обычно работают в условиях высоких контактных нагрузок. При этом на этапе их создания исследования прочности осуществляются с применением традиционных моделей контакта тел номинальной формы. Однако реальные элементы конструкций имеют отклонения от таких моделей, обусловленные проектно-технологическими факторами: макроотклонения формы, шероховатость поверхностей, упрочнения и тому подобное. Такие возмущения номинальных параметров оказывают значительное влияние на распределение контактного давления между элементами машин военного и гражданского назначения, однако традиционные методы исследования напряженно-деформированного состояния контактирующих тел не дают возможность учитывать такие факторы в полной мере, совокупно и исчерпывающе. Для устранения сложившегося противоречия предложен полуаналитический метод, основанный на развитии вариационных принципов и гранично-элементной дискретизации. Создаваемые модели дают возможность учитывать закономерности влияния возмущений формы и свойств поверхностных слоев контактирующих тел на напряженно-деформированное состояние. В результате становится возможным обоснование благоприятных возмущений по критериям прочности. Такие модели и методы предлагаются в работе, а на их основе - осуществление исследований элементов машин военного и гражданского назначения для обеспечения их технических и тактико-технических характеристик.

Ключевые слова: машины военного и гражданского назначения; проектно-технологический фактор; напряженно-деформированное состояние; контактное взаимодействие; прочность

A. GRABOVSKIY, I. HRECHKA, M. M. TKACHUK, M. SAVERSKA, S. KUTSENKO, V. SIERYKOV

THEORETICAL BASICS OF PROVIDING THE TECHNICAL CHARACTERISTICS OF MILITARY AND CIVIL VEHICLES BY JUSTIFICATION OF THE FORM AND PROPERTIES OF THE MATERIALS OF CONTACTING ELEMENTS

Elements of constructions of modern military and civil vehicles usually work in conditions of high contact loads. At the stage of their creation, strength studies are carried out using traditional models of contact of bodies of nominal shape. However, the real structural elements have deviations from such models, which are due to design and technological factors: macrodeviation of the shape, surface roughness, strengthening etc. Such perturbations of nominal parameters have a significant effect on the distribution of contact pressure between the elements of military and civil vehicles, however, traditional methods for studying the stress-strain state of contacting bodies do not make it possible to take such factors into account fully, collectively and exhaustively. To eliminate the existing contradiction, a semi-analytical method is proposed, which is based on the development of variational principles and boundary-element sampling. The created models make it possible to take into account the regularities of the influence of shape perturbations and properties of the surface layers of contacting bodies on the stress-strain state. As a result, it becomes possible to justify favorable perturbations by strength criteria. Such models and methods are offered to the work, and on their basis it's proposed the implementation of research elements of military and civil vehicles for appointment to ensure world class the technical and tactically technical characteristics.

Ключові слова: military and civilian vehicles; design and technological factor; stress-strain state; contact interaction; strength

Вступ. Проблема, що вирішується – визначення впливу варіювання проектно-технологічних параметрів на контактну взаємодію та міцність контактуючих елементів конструкцій машин військового та цивільного призначення. На цій основі визначаються рекомендації щодо обґрунтування таких технічних рішень, які забезпечують світовий рівень технічних і тактико-технічних характеристик (ТіТТХ) вітчизняних машин військового та цивільного призначення.

Натепер відсутні підходи, моделі та методи розв'язання подібних задач, які одночасно поєднують високу точність та оперативність досліджень. Відповідно, не установлені закономірності впливу варіювання форми та властивостей матеріалів елементів високонавантажених машин військового та цивільного призначення на їх напружено-

© А. В. Грабовський, І. П. Гречка, М. М. Ткачук,
М. С. Саверська, С. В. Куценко, В. І. Сериков, 2021

деформований стан (НДС).

У свою чергу, це стоїть на заваді обґрунтування технічних рішень, які дають можливість досягати та перевершувати світовий рівень ТіТТХ цих машин.

Аналіз стану методів аналізу напружено-деформованого стану елементів машин у літературі. Дослідження контактної взаємодії натеper зосереджене на декількох напрямках.

По-перше, це розвиток теоретичних основ моделей та методів аналізу контактної взаємодії. Серед цих напрямків слід визначити методи: граничних інтегральних рівнянь, аналітичні, варіаційних нерівностей та варіаційні принципи типу Калькера [1-8]. По-друге, це розвиток методів дискретизації типу метода скінченних елементів та методу граничних елементів [3-9] у задачах аналізу контактної взаємодії. По-третє, це розширення та розвиток моделей контактної взаємодії за рахунок мікроструктурних моделей, адгезії, тертя та зношування [4, 5, 10].

Незважаючи на широкий спектр чинників, що враховуються при аналізі контактної взаємодії, натеper розроблені методи та моделі не охоплюють одночасно такі важливі чинники, як реальна мікро- та макрогеометрія, а також відхилення реальних властивостей матеріалів від номінальних. Крім того, відсутні загальні напрямки розв'язання обернених задач. Ще одним негативним чинником є неадаптованість сучасних чисельних методів до розв'язання задач синтезу із урахуванням особливостей контактних задач. Усе це стоїть на заваді розв'язання широкої множини прикладних задач для реальних конструкцій. Особливі перепони виникають на шляху розв'язання подібних задач для контактуючих елементів військових машин, оскільки вони підлягають дії високих навантажень.

Натеper авторами роботи, на відміну від попередників [1–10], уже розроблені теоретичні основи параметричного моделювання, де бажану варіативність моделей можна враховувати природнім чином [11, 12]. Разом із тим, така здатність уможлиблює цілеспрямоване варіювання технічних рішень у напрямку підвищення ТіТТХ елементів конструкцій машин військового та цивільного призначення та забезпечення їх міцності шляхом обґрунтування сприятливих конструктивних і технологічних заходів (створення певних збурень геометричної форми контактуючих поверхонь, технологічні заходи – зміцнення, шорсткість тощо).

Отже, здійснені розробки створили методологічні переваги при дослідженні контактної взаємодії елементів конкретних конструкцій. Тому доцільно розвивати дослідження у заявленому напрямку.

Мета роботи – створення наукових основ забезпечення на світовому рівні технічних і тактико-технічних характеристик вітчизняних машин військового та цивільного призначення шляхом аналізу контактної взаємодії елементів досліджуваних конструкцій, обґрунтування їх прогресивних технічних рішень і технологічних

засобів при проектуванні та виготовленні за критеріями міцності.

Загальні методологічні засади досліджень. Основною складовою запропонованих підходів до досліджень є їх комплексний характер, що полягає в урахуванні при аналізі контактної взаємодії тіл складної форми не окремих чинників, як у традиційних дослідженнях, а їх множини у взаємодії та взаємовпливі. Для цього розглядаються дві підгрупи таких чинників: на мікро- та макрорівні. Перша підгрупа формується, наприклад, властивостями мікрогеометрії та матеріалів поверхневих шарів контактуючих тіл. Друга – макрогеометричною формою їхніх поверхонь. Крім того, задля досягнення варіативності досліджуваних елементів конструкцій машин військового та цивільного призначення усі визначені чинники, властивості, критерії та обмеження об'єднуються у єдиному параметричному просторі. Таким чином, вдалося на єдиній методологічній основі сформувати загальну варіативну модель досліджуваної системи контактуючих тіл із урахуванням усіх важливих чинників.

На першому етапі єдина система розв'язувальних співвідношень формується застосуванням та розвитком варіаційних формулювань типу принципу Калькера або варіаційних нерівностей. Розвиток цих принципів полягає у такому:

1) єдиний підхід до формування енергетичних функціоналів: усі фізичні чинники адитуються у вигляді відповідних компонентів функціоналу;

2) усі ці чинники можуть бути варіюваними (тобто розглядаються як збурювані) або шуканими (такими, що забезпечують певні службові характеристики машин військового та цивільного призначення).

На другому етапі із застосуванням скінченно- та гранично-елементної апроксимації формується дискретизована система рівнянь та нерівностей. Її відмінною від традиційних систем характеристикою є застосовність до розв'язань як задач аналізу, так і синтезу.

На третьому етапі для розв'язання системи сформованих співвідношень розвинені нові методи типу додаткових зазорів та змінних податливостей.

Таким чином, у теоретичному аспекті сформовано єдиний удосконалений підхід до досліджень НДС контактуючих тіл складної форми.

На завершальному етапі із застосуванням розроблених моделей досліджено НДС контактуючих елементів реальних конструкцій машин військового та цивільного призначення. Перевагою та прикладною новизною підходу, що пропонується, є те, що вперше забезпечується обґрунтування рекомендацій стосовно прогресивних технічних рішень цих машин зі світовим рівнем технічних і тактико-технічних характеристик.

За структурою дослідження містять такі етапи:

– теоретичні розробки та створення параметричних моделей елементів машин військового та цивільного призначення;

- формування математичних постановок та чисельних моделей;

- програмну реалізацію розроблених моделей та методів;

- чисельні дослідження зміни розподілів контактної тиску при варіюванні геометричної форми на мікро- та макрорівні та властивостей матеріалів тіл;

- узагальнення результатів досліджень та формування рекомендацій щодо підвищення міцності контактуючих елементів конструкцій.

Основними складовими досліджень є:

- удосконалення методів розв'язання фізично і структурно нелінійних рівнянь для моделювання контактної взаємодії тіл;

- розроблення структури та формування чисельних моделей для аналізу контактної взаємодії тіл складної форми;

- розроблення рекомендацій щодо обґрунтування технічних рішень при проектуванні конструкцій машин військового та цивільного призначення за критеріями міцності.

Методи, моделі та засоби досліджень. У ході досліджень доповнена теорія контактної взаємодії тіл складної форми шляхом розвитку варіаційних постановок, у яких враховано варіативність геометричної форми та властивостей матеріалів контактуючих тіл. Створена математична модель контактної взаємодії, у яку інтегровано не окремі чинники, як у традиційних підходах, а їх множина. На основі дослідження контактної взаємодії тіл складної форми установлені закономірності впливу варіюваних форми та властивостей матеріалів на НДС контактуючих тіл.

У цілому на основі узагальненого параметричного моделювання створено загальну концепцію забезпечення міцності та підвищення технічних і тактико-технічних характеристик машин військового та цивільного призначення шляхом дослідження контактної взаємодії їхніх елементів. На основі низки досліджень елементів конструкцій машин військового та цивільного призначення можуть бути установлені рекомендації щодо параметрів елементів планетарних зубчастих і гідропередач бортових танкових трансмісій, торсіонних валів підвіски машин військового та цивільного призначення, зубчастих приводів нагнітачів повітря унікальних танкових двигунів типу БТД тощо.

У ході досліджень оновлено та розвинуто методи параметричного моделювання складних механічних систем, втілені у відповідному програмно-модельному середовищі. Цей метод, моделі та програмні модулі розширено на множину мікро- та макромасштабних чинників, які чинять прямий вплив на міцність контактуючих елементів машин військового та цивільного призначення. Крім того, оновлено та розвинуто методи розв'язання систем рівнянь та нерівностей шляхом адаптації до поетапного ітераційного процесу із урахуванням впливу історії навантаження на контактну взаємодію системи тіл. Ці методи розвинені у напрямку

підвищення збіжності за збереження точності розв'язків. Також ці методи втілені у вигляді комп'ютерних моделей, які становлять засоби досліджень. Відповідно, розроблена методологія досліджень, що полягає у послідовному виконанні етапів від побудови математичних і чисельних моделей досліджуваних об'єктів до визначення обґрунтованих рекомендацій стосовно технічних рішень елементів конструкцій машин військового та цивільного призначення із ТіТТХ на світовому рівні. У ході досліджень установлені закономірності зміни міцнісних характеристик цих контактуючих елементів за збурення геометричної форми та властивостей матеріалів.

Зокрема, розроблено напіваналітичний метод аналізу напружено-деформованого стану контактуючих тіл на основі розвитку варіаційного принципу Калькера та гранично-елементної апроксимації, що, на відміну від існуючих, позбавлений недоліків аналітичних та чисельних постановок. При цьому також розроблено методи поетапного урахування різних чинників у моделі контактної взаємодії шляхом додавання відповідних доданків у функціонал додаткової енергії, що створює можливість поповнення розрахункових моделей складовими, які раніше не бралися до уваги. Створені також нові методи розв'язання кінцевої системи рівнянь та нерівностей, які відрізняються від традиційних урахуванням не тільки структурної, але й фізичної нелінійності. Це методи додаткових зазорів та змінних податливостей. На цій основі здійснені попередні дослідження гідропередач танкових трансмісій, торсіонних валів підвіски, зубчастих зацеплень, приводів різного призначення тощо. Це дає можливість здійснювати аналіз впливу чинників:

- визначення закономірностей сукупного впливу макровідхилень геометричної форми та фізико-механічних властивостей поверхневих шарів (конструктивної та технологічної природи) на контактну взаємодію та міцність контактуючих елементів конструкцій;

- установлення залежності міцності контактуючих тіл від варіюваних проектно-технологічних параметрів;

- обґрунтування раціональних технічних рішень задля забезпечення технічних і тактико-технічних характеристик вітчизняних машин на світовому рівні.

Результати досліджень напружено-деформованого стану елементів тестової конструкції гідропередачі ГОП-900. Розроблені підходи, моделі та методи апробовано на прикладі тестової конструкції гідропередачі ГОП-900 [13]. Зокрема, у ході досліджень варіювалася форма початкового зазору між кульковим поршнем та статорним кільцем (рис. 1). На рис. 2 – скінченно-елементні моделі із збуренням радіуса бігової доріжки від номінальної на $\pm 5\%$.

Результати досліджень наведені на рис. 3, 4. Зокрема, на рис. 3 наведені характерні розподіли контактної тиску для варіантів а) – в) (див. рис. 2)

при дії притисної сили $P = 50, 100, 200$ кН відповідно, а на рис. 4 – розподіли еквівалентних за Мізесом напружень у контактуючих деталях.

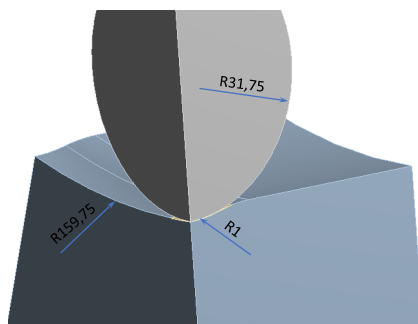


Рисунок 1 – Геометричні параметри у системі «кульковий поршень – статорне кільце» гідропередачі ГОП-900

Порівняльний аналіз наведених результатів досліджень свідчить про різку зміну характеру розподілів контактної тиску та еквівалентних за Мізесом напружень при варіюванні розподілу початкового зазору між поршнем та статорним

кільцем гідропередачі. Розподіл контактної тиску змінюється від традиційного куполовидного із максимумом у центрі до двозв'язного розподілу із своїми максимумами, зміщеними до периферії статорного кільця. Це свідчить про значимість впливу збурення форми зазору між контактуючими тілами на їх НДС.

Аналіз отриманих результатів. У роботі удосконалено теорію контактної взаємодії тіл складної форми у частині урахування збурення геометричної форми їхніх контактуючих поверхонь на мікро- та макрорівні, а також властивостей матеріалів цих тіл. При цьому отримані такі нові результати:

1. Розроблення нового напіваналітичного методу аналізу НДС контактуючих тіл складної форми на основі розвитку варіаційних формувань, що урахує, на відміну від відомих, чинники збурення форми та властивостей матеріалів на мікро- та макрорівнях, причому із урахуванням їх взаємовпливу.

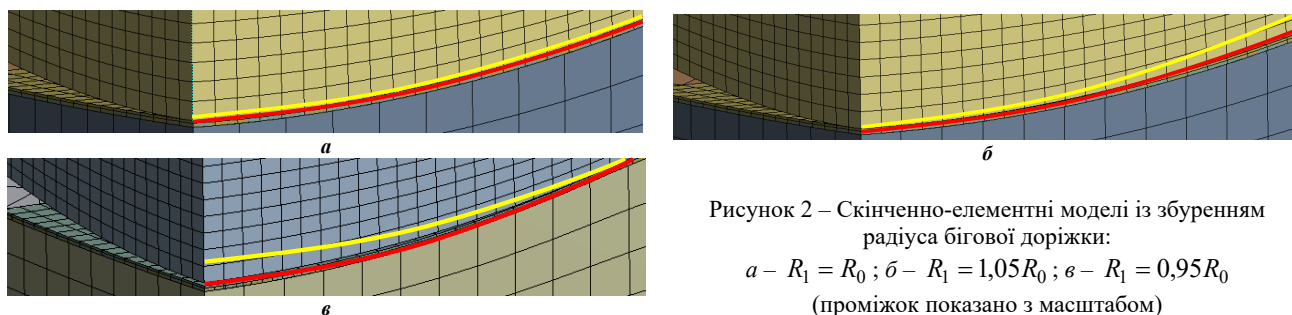


Рисунок 2 – Скінченно-елементні моделі із збуренням радіуса бігової доріжки:
а – $R_1 = R_0$; б – $R_1 = 1,05R_0$; в – $R_1 = 0,95R_0$
(проміжок показано з масштабом)

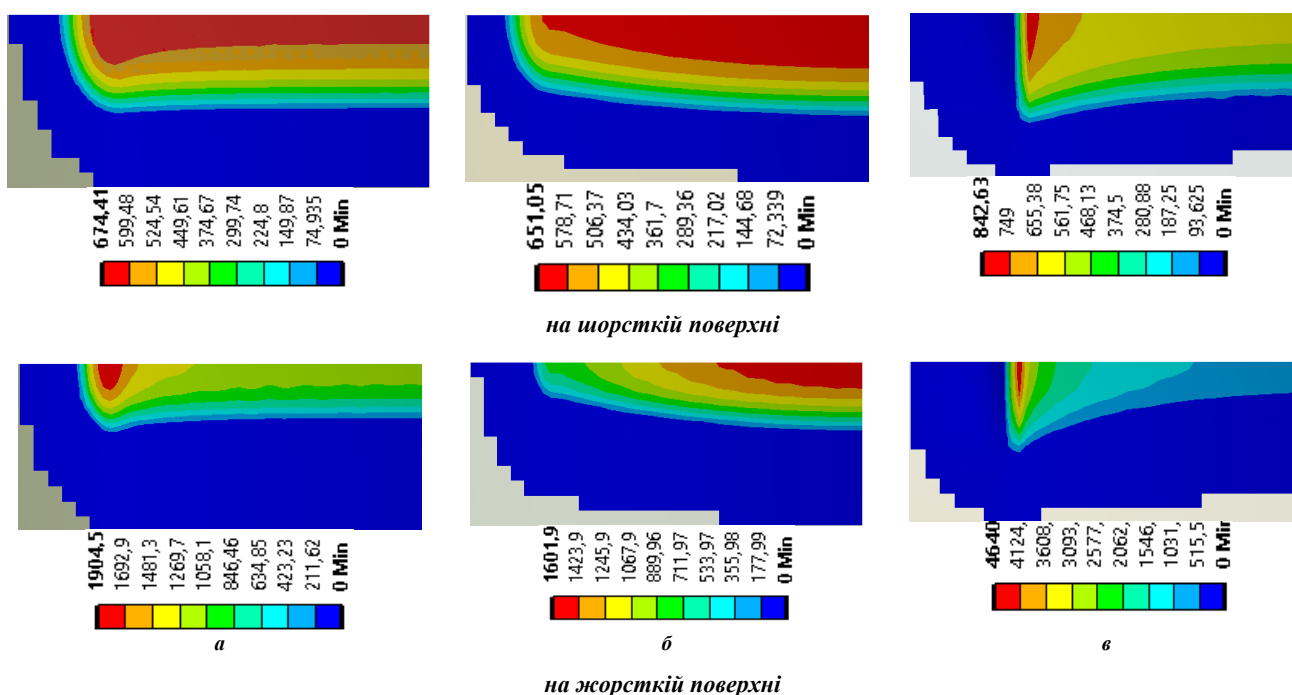


Рисунок 3 – Розподіл контактної тиску (МПа) між кульковим поршнем та статорним кільцем гідропередачі ГОП-900 залежно від форми початкового зазору між ними (варіанти а–в), див. рис. 2

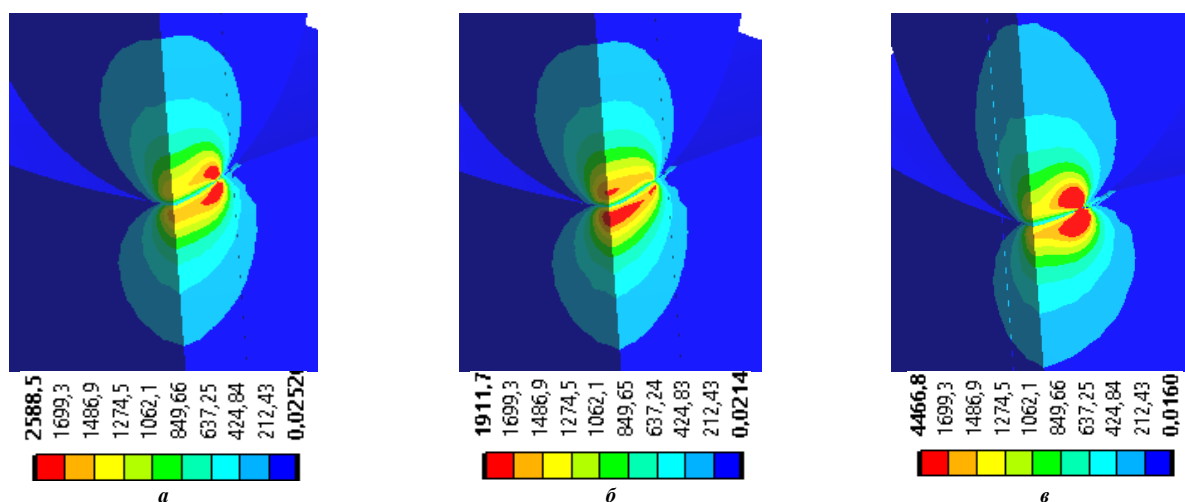


Рисунок 4 – Розподіл еквівалентних за Мізесом напружень у кульковому поршні та статорному кільці гідропередачі ГОП-900 (варіант а), див. рис. 2)

2. Розвиток методу узагальненого параметричного моделювання процесів і станів у складних системах стосовно варіативності множини узагальнених параметрів, у тому числі структур, чинників та критеріїв, що, на відміну від традиційних засобів, дає можливість варіювати об'єкт досліджень шляхом збурення усіх узагальнених параметрів, а, відповідно, визначити реакцію службових характеристик елементів конструкцій МВЦП на таке збурення.

3. Розвиток методів теорії збурень стосовно дослідження чутливості НДС та розподілів контактного тиску на варіювання геометричної форми та властивостей матеріалів на мікро- та макрорівні, що уможливорює цілеспрямоване поліпшення поточних технічних рішень елементів машин військового та цивільного призначення.

4. Розвиток чисельних постановок стосовно апроксимації не тільки полів розподілів шуканих, але й варіюваних величин, причому на єдиній множині базисних функцій. Це дає можливість формувати єдині розв'язувальні системи рівнянь для розв'язання як задач аналізу НДС, так – і обґрунтування проектно-технологічних параметрів за критеріями міцності елементів машин військового та цивільного призначення.

5. Нові закономірності впливу збурень форми поверхонь та властивостей матеріалів тіл на розподіл контактного тиску між ними та НДС на прикладі елементів радіальної гідропередачі танкової трансмісії, що уможливорює розроблення обґрунтованих рекомендацій щодо прогресивних рішень елементів машин військового та цивільного призначення із ТіТТХ на світовому рівні.

Висновки. Порівняно із відомими результатами, описаними у роботах [1–10], наведені положення формують комплекс компонент новизни. Вона полягає, зокрема, у тому, що порівняно із відомими [1–4], варіаційні постановки, що розроблені, враховують множини нових фізичних чинників, які знаходять формалізацію у математичних моделях

сукупно та взаємопов'язано. Крім того, на розвиток методів апроксимації, порівняно із відомими [4–7], розвинено апроксимацію на множини параметрів, що описують досліджувану систему. Також, порівняно із відомими [8–10] моделями, розширено множини варіюваних чинників, причому із сумісним урахуванням форми та властивостей на мікро- та макрорівнях. У цілому розроблені удосконаленні нелінійні математичні моделі, модифіковані гранично- та скінченно-елементні моделі, методи розв'язання дискретизованих рівнянь та нерівностей, а також методи цілеспрямованого варіювання розрахункових моделей за збурення узагальнених параметрів. На цій основі у ході подальших досліджень будуть установлені нові закономірності НДС за варіювання та збурення нової розширеної множини параметрів, що ураховуються.

Список літератури

1. R. Martynyak, E. Torskaya, Y. Xu. Friction and Multi-Field Problems in Sliding Contacts. *Frontiers in Mechanical Engineering*. 2020, v. 6, p.76.
2. Barber J.R. *Contact Mechanics*. Springer International Publishing. 2018. 585 p.
3. Zhao J., E.Vollebregt, C.Oosterlee Extending the BEM for elastic contact problems beyond the half-space approach. *Math. Modelling and Analysis*. 2016, Vol. 21(1), pp. 119–141.
4. Li, Q. and Popov, V. L. Non-adhesive Contacts With Different Surface Tension Inside and Outside the Contact Area. *Frontiers in Mechanical Engineering*. 2020, v. 6, p. 63.
5. Tkachuk M. A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. No 3/7(93). P. 34–41.
6. A. Matei, S. Sitzmann, K. Willner & B. I. Wohlmuth (2018) A mixed variational formulation for a class of contact problems in viscoelasticity. *Applicable Analysis*. 97:8, pp. 1340-1356.
7. Dyfuchyn Y, Rudakov K. Numerical modelling of bolted composite joints. Bolts rigidity effect on normal stresses in the composite layers. *Mech. and Adv. Technologies*. 2017, 1(79), pp. 19-25.
8. Matei A., S. Sitzmann, K. Willner & B. I. Wohlmuth (2018) A mixed variational formulation for a class of contact problems in viscoelasticity. *Applicable Analysis*. 97:8, pp. 1340-1356.
9. P. Wriggers, W.T. Rust, B. D. Reddy. A virtual element method for contact. *Computational Mechanics*. 2016, vol. 58, pp. 1039–1050.
10. Popov V.L., L.Voll, S.Kusche, Q.Li, S. V. Rozhkova. Generalized

- master curve procedure for elastomer friction taking into account dependencies on velocity, temperature and normal force. *Tribology International*. April 2018, vol. 120, pp. 376-380.
11. Ткачук М.М., Грабовський А. В., Скрипченко Н. Б., Ткачук М. А., Кротенко Г.А., Саверська М. С. Контактна взаємодія складнопрофільних тіл за наявності між ними проміжних шарів із нелінійними властивостями. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. 2019. № 7 (1332). С. 114–131.
 12. Ткачук М.М., Грабовський А.В., Ткачук М.А., Сериков В.І., Волошина І. О., Андрусенко А. В. Методи, моделі та результати досліджень контактної взаємодії складнопрофільних тіл із урахуванням залежності характеристик матеріалу проміжних шарів від історії навантаження. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. 2020. №1. С. 119–142.
 13. Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В., Истратов А.В. и др. Объемная гидropередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень. *Механика та машинобудування*. 2004. №1. С.14–21.
 6. A. Matei, S. Sitzmann, K. Willner & B. I. Wohlmuth (2018) A mixed variational formulation for a class of contact problems in viscoelasticity. *Applicable Analysis*. 97:8, pp. 1340-1356.
 7. Dyfuchyn Y, Rudakov K. Numerical modelling of bolted composite joints. Bolts rigidity effect on normal stresses in the composite layers. *Mech. and Adv. Technologies*. 2017, no. 1(79), pp. 19-25.
 8. A. Matei, S. Sitzmann, K. Willner & B. I. Wohlmuth (2018) A mixed variational formulation for a class of contact problems in viscoelasticity. *Applicable Analysis*. 97:8, pp. 1340-1356.
 9. P. Wriggers, W.T. Rust, B. D. Reddy. A virtual element method for contact. *Computational Mechanics*. 2016, vol.58, pp. 1039–1050.
 10. V.L.Popov, L.Voll, S.Kusche, Q.Li, S. V. Rozhkova. Generalized master curve procedure for elastomer friction taking into account dependencies on velocity, temperature and normal force. *Tribology International*. April 2018, vol. 120, pp. 376-380.
 11. Tkachuk M.M., Grabov's'ky'j A. V., Skripchenko N. B., Tkachuk M. A., Krotenko G.A., Savers'ka M. S. Kontaktna vzayemodiya skladnoprofil'ny'x til za nayavnosti mizh ny'my' promizhny'x shariv iz nelinejny'my' vlasty'vostyamy'. *Visny'k NTU «KhPI»*. Seriya: Mashy'noznnavstvo ta SAPR. 2019, no. 7 (1332), pp. 114–131.
 12. Tkachuk M.M., Grabov's'ky'j A.V., Tkachuk M.A., Syery'kov V.I., Voloshy'na I. O., Andrusenko A. V. Metody, modeli ta rezul'taty doslidzhen' kontaktnoyi vzayemodiyi skladnoprofil'ny'x til iz uraxuvannyam zalezhnosti karaktery'sty'k materialu promizhny'x shariv vid istoriyi navantazhennya. *Visny'k NTU «KhPI»*. Seriya: Mashy'noznnavstvo ta SAPR. 2020, no.1, pp. 119–142.
 13. Avrunin G.A., Kabanenko I.V., Havil V.V., Istratov A.V. and oth. Ob'emnaya gidropereдача s sharikovyimi porshnyami GOP-900: harakteristiki i tehničeskij uroven' [Volumetric hydraulic transmission with ball pistons GOP-900]. *Mehaniка ta mashinobuduvannya*. 2004, no. 1, pp. 14–21.

References (transliterated)

1. R. Martynyak, E. Torskaya, Y. Xu. Friction and Multi-Field Problems in Sliding Contacts. *Frontiers in Mechanical Engineering*. 2020, vol. 6, p.76.
2. Barber J.R. *Contact Mechanics*. Springer International Publishing. 2018. 585 p.
3. Zhao J., E.Vollebregt, C.Oosterlee Extending the BEM for elastic contact problems beyond the half-space approach. *Math. Modelling and Analysis*. 2016, vol.21(1), pp. 119–141.
4. Li, Q. and Popov, V. L. Non-adhesive Contacts With Different Surface Tension Inside and Outside the Contact Area. *Frontiers in Mechanical Engineering*. 2020, vol.6, p. 63.
5. Tkachuk M. A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 3/7(93), pp. 34–41.

Поступила (received) 20.03.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andrey) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Гречка Ірина Павлівна (Гречка Ирина Павловна, Hrechka Iryna) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4907-9170>; e-mail: girina7@gmail.com

Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola Mykolayovych) – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org

Саверська Марія Сергіївна (Саверская Мария Сергеевна, Saverska Mariia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірантка кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9271-9586>; e-mail: m.saverska@tmm-sapr.org

Куценко Сергій Володимирович (Куценко Сергей Владимирович, Kutsenko Serhii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна, e-mail: skutsenko@tmm-sapr.org

Сериков Володимир Іванович (Сериков Владимир Иванович, Sierykov Volodymyr) – кандидат технічних наук (PhD), доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: serikovvi@tmm-sapr.org.

**А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. А. ТКАЧУК, Н. А. ДЬОМІНА, Г. В. ТКАЧУК, О. А. ІЩЕНКО,
І. О. ВОЛОШИНА, В. В. ТРЕТЯК**

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ТІЛ ІЗ ПОВЕРХНЯМИ БЛИЗЬКОЇ ФОРМИ

У багатьох конструкціях їхні елементи контактують за номінально співпадаючими (конгруєнтними) поверхнями. Разом із тим у реальності цей контакт збурюється за рахунок відхилень форми цих поверхонь від номінальної. Для дослідження впливу цього збурення на розподіл контактної тиску здійснено аналіз напружено-деформованого стану системи тіл "пуансон - лист, що штампується - матриця". Середній елемент цієї системи відхиляється від номінально плоскої форми. Це спричиняє зміну розподілу контактної тиску. Також втрачається пропорційність між притисковою силою та рівнем контактної тиску. Експериментально підтверджена достовірність і точність отриманих при чисельному розрахунку результатів.

Ключові слова: напружено-деформований стан; контактний тиск; контактна взаємодія; метод варіаційних нерівностей; варіаційний принцип Кальєра; метод скінченних елементів

**А. В. ГРАБОВСКИЙ, Н. А. ТКАЧУК, Н. А. ДЕМИНА, А. В. ТКАЧУК, О. А. ИЩЕНКО,
И. О. ВОЛОШИНА, В. В. ТРЕТЬЯК**

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ТЕЛ С ПОВЕРХНОСТЯМИ БЛИЗКОЙ ФОРМЫ

Во многих конструкциях их элементы контактируют по номинально совпадающим (конгруэнтным) поверхностям. Вместе с тем в реальности этот контакт возмущается за счет отклонений формы этих поверхностей от номинальной. Для исследования влияния этого возмущения на распределение контактного давления осуществлен анализ напряженно-деформированного состояния системы тел «пуансон - штампуемый лист – матрица». Средний элемент этой системы отклоняется от номинально плоской формы. Это влечет за собой изменение распределения контактного давления. Также теряется пропорциональность между силой прижатия и уровнем контактного давления. Экспериментально подтверждена достоверность и точность результатов, полученных при численном расчете.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние; контактное давление; контактное взаимодействие; метод вариационных неравенств; вариационный принцип Кальєра; метод конечных элементов

**A. GRABOVSKIY, M. A. TKACHUK, N. DOMINA, G. TKACHUK, O. ISHCENKO, I. VOLOSHINA,
V. TRETZYAK**

COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF CONTACT INTERACTION OF BODIES WITH NEARLY FORM SURFACES

In many constructions, their elements are in contact with nominally matching (congruent) surfaces. In reality, this contact is disturbed due to deviations in the shape of these surfaces from the nominal. To study the effect of this perturbation on the distribution of contact pressure, the analysis of the stress-strain state of the body system of punched sheet-die is carried out. The middle element of this system deviates from the nominally flat shape. This causes a change in the contact pressure distribution. The proportionality between the clamping force and the level of contact pressure is also lost. The reliability and accuracy of the results obtained by numerical calculation have been experimentally confirmed.

Keywords: stress-strain state; contact pressure; contact interaction; method of variational inequalities; Kalker variational principle; finite element method

Вступ. У сучасних машинобудівних конструкціях широко розповсюджені з'єднання деталей із конгруєнтними або майже співпадаючими поверхнями. Це – елементи штампів, прес-форм, двигунів, зубчастих передач тощо. Така особливість зумовлена, з одного боку, функціональними вимогами, а, з іншого, – намаганням знизити рівень контактної тиску, а отже, – і напружень. Проте, як правило, розподіл контактної тиску, який при цьому досягається, далекий від рівномірного. Крім того, характер розподілу контактної тиску сильно залежить від незначного збурення геометричної форми поверхонь контактуючих тіл, а також від властивостей матеріалів проміжних шарів. Тому актуальною задачею є обґрунтування адекватних розрахункових моделей напружено-деформованого стану (НДС) контактуючих тіл із майже співпадаючими або конгруєнтними поверхнями. На це на розвиток статті [1] спрямована ця робота.

Аналіз методів дослідження контактної взаємодії елементів конструкцій. Визначальна роль контактної взаємодії у формуванні напружено-деформованого стану деталей конструкцій зумовила

інтерес до розвитку моделей та методів її дослідження [2]. На розвиток аналітичних моделей Герца та інших [2] значний розвиток отримали також варіаційні формулювання [3, 4]. Крім, так би мовити, підходів на макрорівні, значна увага приділяється і мікрорівневим моделям. Це, зокрема, питання впливу на контактну взаємодію форми контактуючих поверхонь [5], адгезії [6-8], текстури та властивостей поверхневого шару [9-11] та інших чинників. Разом із тим повного вирішення проблема обґрунтування адекватних моделей напружено-деформованого стану із урахуванням контактної взаємодії за близькими або майже співпадаючими (конгруєнтними) поверхнями не отримала.

Мета роботи – аналіз контактної взаємодії елементів конструкцій із близькими або майже співпадаючими поверхнями.

Загальний підхід, моделі та методи досліджень. Дослідження здійснені із

© А. В. Грабовський, М. А. Ткачук, Н. А. Дьоміна,
Г. В. Ткачук, О. А. Іщенко, І. О. Волошина,
В. В. Третяк, 2021

використанням підходів, моделей та методів, описаних у роботі [1], на прикладі елементів штампного оснащення (ЕШО).

Зокрема, для дослідження напружено-деформованого стану та контактної взаємодії системи тіл застосовано модифіковані методи варіаційних нерівностей та варіаційний принцип Кальєра [3, 4]. Вони отримали чисельну реалізацію за допомогою методу скінченних елементів.

Експериментальні дослідження здійснені із залученням чутливих до тиску плівок, які розміщуються між поверхнями тіл. Рівень контактної тиску відображається інтенсивністю кольорового відтиску у відповідних зонах області контакту.

Дані, отримані чисельним та експериментальним шляхами, порівнюються поточно або інтегрально у вузлах дискретних мереж або на їх множині. Це слугує підґрунтям для коригування розроблених моделей або прийняття рішення про їх подальше використання як верифікованих.

Розрахункові моделі досліджуваних об'єктів.

Розглядаються елементи штампного оснащення у складі технологічних систем холоднолистового штампування на прикладі штампів для розділових операцій. Слідуючи [1, 12, 13], у процесі формування розрахункових моделей елементів штампного оснащення керувалися системним підходом із урахуванням усієї системи зв'язків, обмежень, сполучень, силових потоків у технологічній системі холоднолистового штампування.

Технологічну систему тонколистового штампування можна ієрархізувати (рис. 1, прийняті позначення: 1-й рівень – прес 1 і штамп 2; 2-й рівень – верхня і нижня плити штампа 1 і 2, колонки 3, пакет 4 і підштамповуюча плита 5; 3-й рівень – пуансон 1, матриця 2 і штампований матеріал 3). Структура 1-го рівня – «прес – штамп», 2-го рівня – «блок – пакет», 3-го рівня – «ріжучі елементи – матеріал, що штампується». Задля повного дослідження властивостей цієї технологічної системи вимагається досить повний опис усіх її рівнів.

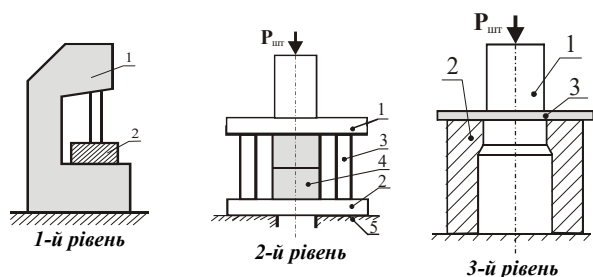


Рисунок 1 – Структура технологічної системи тонколистового штампування [15]

З наданої класифікаційної ознаки (рівнів ієрархізації) можна виділити наступні типи завдань:

- I. дослідження системи «прес – штамп»;
- II. дослідження міцності і характеристик

жорсткості системи "базові плити – стіл преса";

III. дослідження взаємодії у системі "ріжучі елементи – заготовка".

Згідно [1, 12–15] сила штампування $P_{шт}$ визначаємо за формулою

$$P_{шт} = k \sigma_{ср} \pi d_1 t, \quad (1)$$

де $\sigma_{ср}$ – напруження зрізу, прийняті рівними $0,8 \sigma_B$ (σ_B – межа міцності матеріалу, що штампується);

d_1 – діаметр ріжучої кромки;

t – товщина матеріалу, що штампується;

k – коефіцієнт затуплення ріжучих крайок (кромок) і нерівномірності зазору, прийнятий рівним 1,0.

Сила штампування $P_{шт}$ є варійованою величиною, яка визначається матеріалом, формою та розмірами деталей, що штампуються.

Відповідно, для прикладу визначені найбільш навантажені елементи штампів. Це – пуансон та матриця у контактній взаємодії із заготовкою (матеріал, що штампується)

Геометричні форми пуансона, матриці і заготовки (тіла обертання) були спрощені так, щоб це слабо вплинуло на характер контактної взаємодії (рис. 2). Із урахуванням осової симетрії конструкції, навантажень і граничних умов дослідження напружено-деформованого стану (НДС) здійснюється в осесиметричній постановці. Діаметр пуансона – 30 мм, товщина листа, що штампується – 1 мм, технологічний зазор між пуансоном і матрицею – від 0 до 10%. Сила штампування – від 0 до 40 кН.

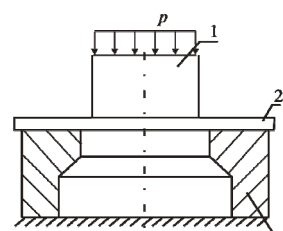


Рисунок 2 – Схема прикладання навантажень та граничні умови:
1 – пуансон; 2 – заготовка; 3 – матриця

З огляду на ці особливості, сітка стужена в області кромки (рис. 3).

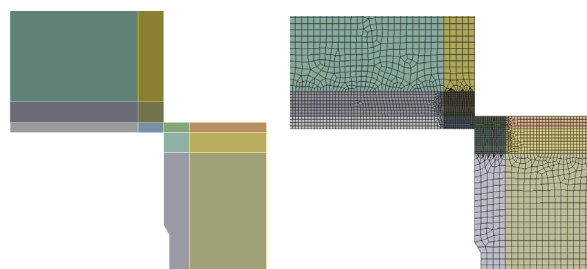


Рисунок 3 – Геометрична та скінченно-елементна моделі досліджуваної системи «пуансон – матеріал, що штампується – матриця»

Результати чисельних досліджень напружено-деформованого стану пуансонів та матриць штампів у взаємодії із матеріалом, що штампується. У ході досліджень здійснені розрахунки напружено-деформованого стану елементів системи «матриця – матеріал, що штампується – пуансон».

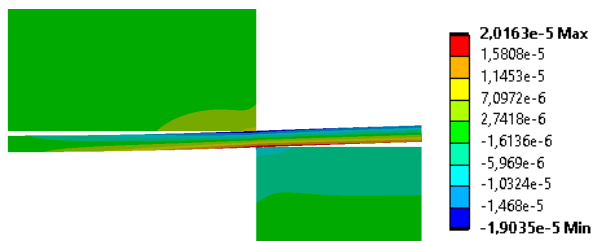


Рисунок 4 – Розподіл радіальних переміщень, мм, у досліджуваній системі

При багатоваріантних розрахунках контролюється низка скалярних параметрів і розподілів. Ці величини визначаються за допомогою спеціального макросу на мові APDL ANSYS. Контролюються розподіли контактного тиску і

напружень по товщині заготовки між ріжучими крайками. За отриманими даними будуються відповідні розподіли та інтегральні залежності (табл. 1, 2 та рис. 4–6). Зокрема, на рис. 5 наведено розподіл контактного тиску між матеріалом, що штампується, та матрицею.

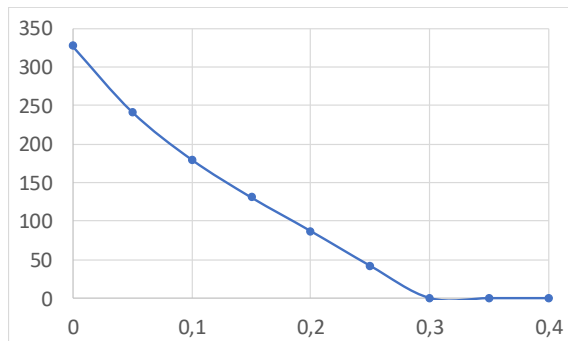


Рисунок 5 – Характерний розподіл контактного тиску (МПа) уздовж радіальної координати (мм), тобто віддалення від ріжучої кромки (крайки)

Таблиця 1 – Розподіл напружень у досліджуваній системі із співпадаючими поверхнями, МПа

Напруження	при беззazorному штампуванні		при штампуванні із 10%-м зазором	
	Значення	Картина розподілу напружень	Значення	Картина розподілу напружень
<i>радіальні</i>	<p>1224,5 Max</p> <p>837,03</p> <p>449,51</p> <p>61,986</p> <p>-325,53</p> <p>-713,05</p> <p>-1100,6</p> <p>-1488,1</p> <p>-1875,6</p> <p>-2263,1 Min</p>		<p>1496,9 Max</p> <p>1021,1</p> <p>545,34</p> <p>69,533</p> <p>-406,27</p> <p>-882,08</p> <p>-1357,9</p> <p>-1833,7</p> <p>-2309,5</p> <p>-2785,3 Min</p>	
<i>дотичні</i>	<p>922,88 Max</p> <p>783,34</p> <p>643,79</p> <p>504,24</p> <p>364,7</p> <p>225,15</p> <p>85,601</p> <p>-53,945</p> <p>-193,49</p> <p>-333,04 Min</p>		<p>1072,4 Max</p> <p>905,71</p> <p>739,05</p> <p>572,38</p> <p>405,72</p> <p>239,05</p> <p>72,388</p> <p>-94,277</p> <p>-260,94</p> <p>-427,61 Min</p>	
<i>осьові</i>	<p>333,37 Max</p> <p>-99,56</p> <p>-532,49</p> <p>-965,43</p> <p>-1398,4</p> <p>-1831,3</p> <p>-2264,2</p> <p>-2697,2</p> <p>-3130,1</p> <p>-3563 Min</p>		<p>402,36 Max</p> <p>-124,24</p> <p>-650,85</p> <p>-1177,5</p> <p>-1704,1</p> <p>-2230,7</p> <p>-2757,3</p> <p>-3283,9</p> <p>-3810,5</p> <p>-4337,1 Min</p>	

Напруження	при беззазорному штампуванні		при штампуванні із 10%-м зазором	
	Значення	Картина розподілу напружень	Значення	Картина розподілу напружень
Кругові	<p>542,2 Max</p> <p>286,74</p> <p>31,275</p> <p>-224,19</p> <p>-479,65</p> <p>-735,12</p> <p>-990,58</p> <p>-1246</p> <p>-1501,5</p> <p>-1757 Min</p>		<p>656,49 Max</p> <p>345,28</p> <p>34,067</p> <p>-277,14</p> <p>-588,35</p> <p>-899,56</p> <p>-1210,8</p> <p>-1522</p> <p>-1833,2</p> <p>-2144,4 Min</p>	

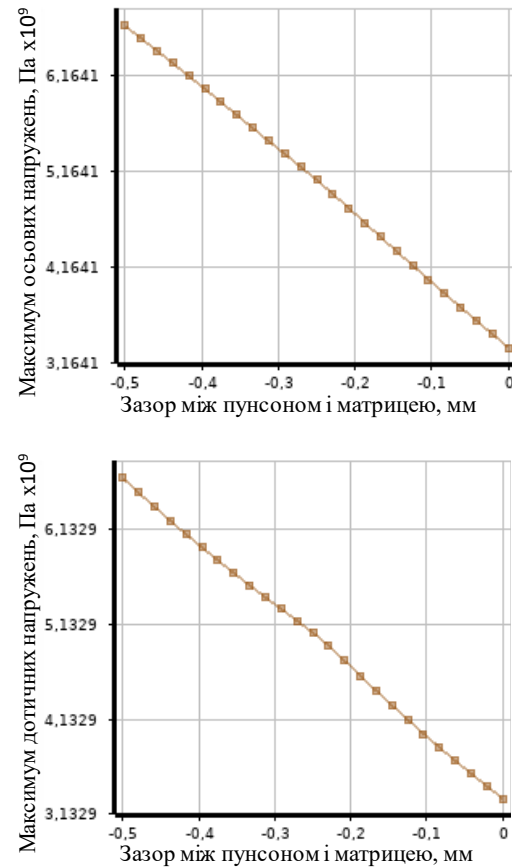
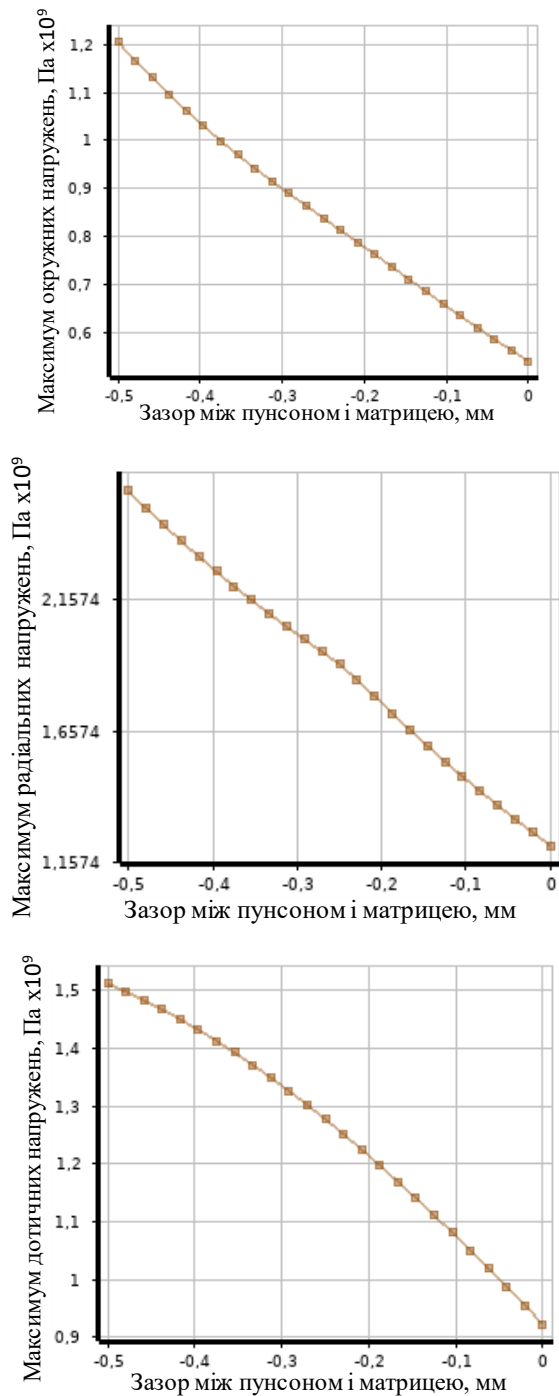


Рисунок 6 – Залежність рівня напружень від зазору між пуансоном та матрицею

Таблиця 2 – Розподіл контактної тиску у досліджуваній системі, МПа

Значення	Картина розподілу контактної тиску при беззазорному штампуванні	Значення	Картина розподілу контактної тиску при штампуванні із 10%-м зазором
<ul style="list-style-type: none"> 0 36.6544 73.3087 109.963 146.617 183.272 219.926 256.581 293.235 329.889 		<ul style="list-style-type: none"> 0 44.3014 88.6027 132.904 177.205 221.507 265.808 310.11 354.411 398.712 	

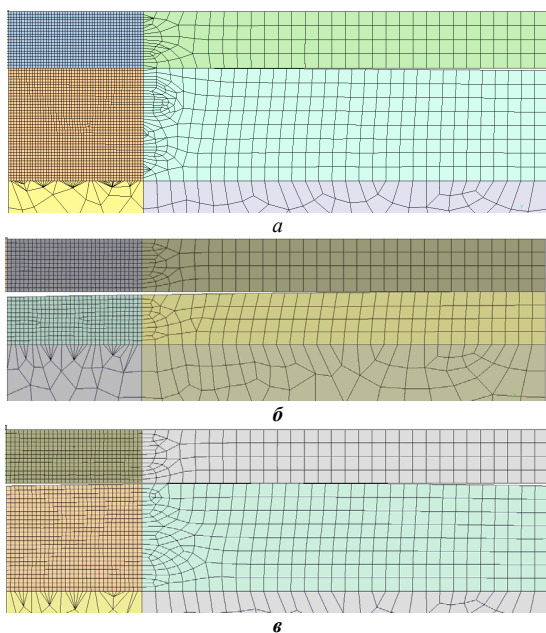


Рисунок 7 – Варіант осевого перерізу контакту листового матеріалу та матриці: а – I, б – II, в – III

Максимум тиску спостерігається на ріжучій кромці, а далі знижується. Ширина області контакту – $0,1 \div 0,5t$ товщини листа, що штампується. Усі компоненти напружено-деформованого стану (див. табл. 1) мають підвищений рівень у зоні ріжучих кромки пуансона та матриці, а також у області між

цими кромками у листі матеріалу, що штампується.

Рівень напружень практично лінійно залежить від технологічного зазору між матрицею і пуансоном (див. рис. 6).

Становить інтерес вплив збурення геометричної форми поверхні матриці на напружено-деформований стан у досліджуваній системі. Для цього здійснено розрахунок НДС в цій системі із поверхнею матриці, яка має у осевому перерізі форму дуги кола. Перший (I) варіант – дуга торкається внутрішньої частини листа, що штампується (рис. 7, а), другий (II) варіант – дуга торкається зовнішньої частини листа, що штампується (рис. 7, б) та третій (III) варіант – дотик у центрі листа, що штампується (рис. 7, в). Зазор між матеріалом, що штампується, та матрицею становить 0,1 мм.

У табл. 3 наведені розподіли компонент НДС для варіантів форми поверхні матриці I-III при максимальному значенні сили штампування, а на рис. 8-10 – картини еволюції розподілів еквівалентних напружень за Мізесом із зростанням сили штампування від нульового рівня до максимального для різних варіантів форми поверхні матриці I, II та III. Видно, що варіанти I та номінальний дають якісно схожі картини розподілу контактної взаємодії: контакт із самого початку локалізується у зоні ріжучої кромки.

Таблиця 3 – Картина розподілу напружень, МПа, для різних варіантів поверхонь матриць

Напруження	Значення	Картина розподілу напружень	Напруження	Значення	Картина розподілу напружень
<i>варіант поверхні матриці I (див. рис. 7, а)</i>					
радіальні	<ul style="list-style-type: none"> 1250,6 Max 880,9 511,19 141,47 -228,24 -597,95 -967,67 -1337,4 -1707,1 -2076,8 Min 		осеві	<ul style="list-style-type: none"> 342,92 Max -117,64 -578,2 -1038,8 -1499,3 -1959,9 -2420,4 -2881 -3341,6 -3802,1 Min 	

Напруження	Значення	Картина розподілу напружень	Напруження	Значення	Картина розподілу напружень
варіант поверхні матриці I (див. рис. 7, а)					
дотичні	858,27 Max 718,29 578,31 438,33 298,35 158,37 18,385 -121,59 -261,57 -401,55 Min		окружні	553,63 Max 308,58 63,534 -181,51 -426,56 -671,61 -916,66 -1161,7 -1406,8 -1651,8 Min	
варіант поверхні матриці II (див. рис. 7, б)					
радіальні	1179,8 Max 836,46 493,08 149,7 -193,68 -537,06 -880,44 -1223,8 -1567,2 -1910,6 Min		осьові	317,4 Max -106,18 -529,75 -953,32 -1376,9 -1800,5 -2224 -2647,6 -3071,2 -3494,8 Min	
дотичні	805,28 Max 677,81 550,34 422,88 295,41 167,95 40,482 -86,983 -214,45 -341,91 Min		окружні	540,8 Max 311,23 81,657 -147,91 -377,48 -607,05 -836,62 -1066,2 -1295,8 -1525,3 Min	
варіант поверхні матриці III (див. рис. 7, в)					
радіальні	1249 Max 879,96 510,88 141,8 -227,29 -596,37 -965,45 -1334,5 -1703,6 -2072,7 Min		осьові	342,35 Max -117,39 -577,13 -1036,9 -1496,6 -1956,4 -2416,1 -2875,8 -3335,6 -3795,3 Min	
дотичні	857,23 Max 717,54 577,86 438,17 298,49 158,8 19,116 -120,57 -260,25 -399,94 Min		окружні	551,24 Max 306,78 62,327 -182,13 -426,58 -671,04 -915,5 -1160 -1404,4 -1648,9 Min	

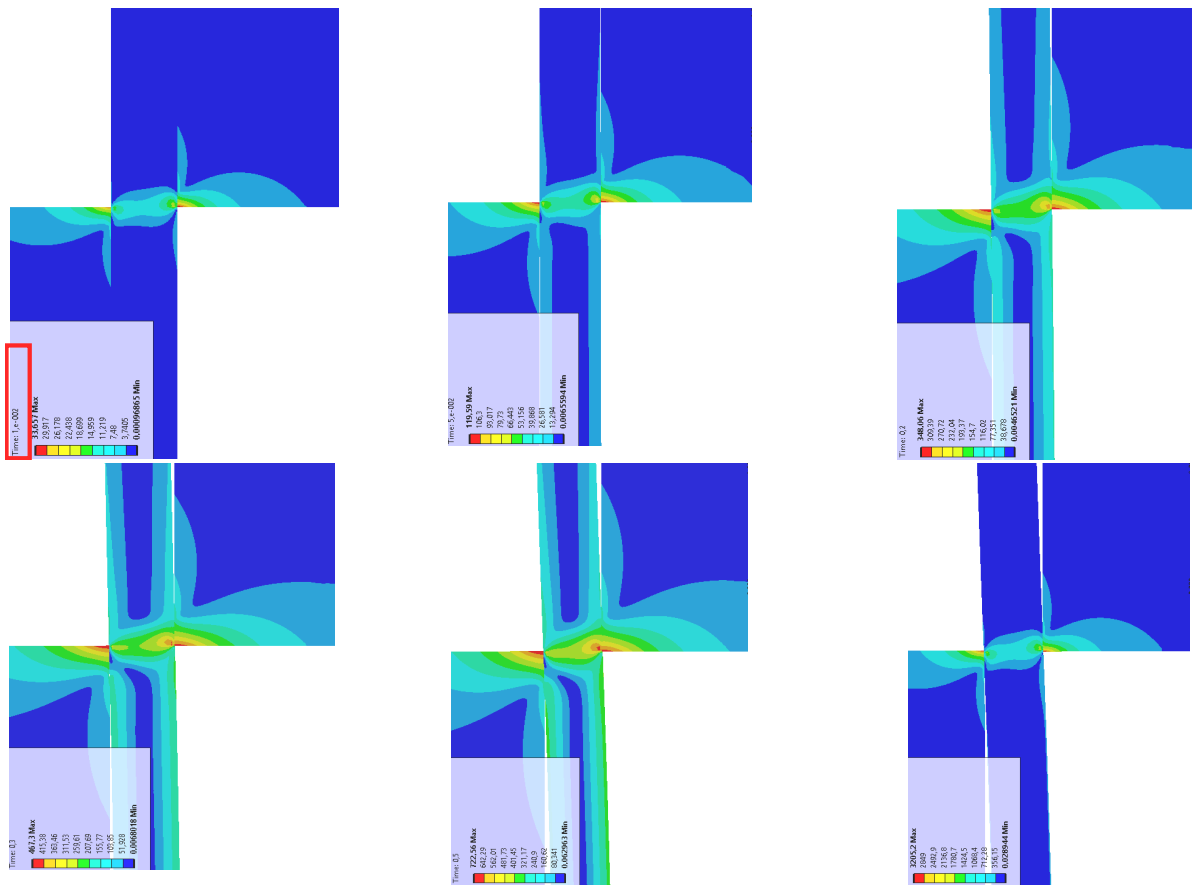


Рисунок 8 – Еволюція розподілів еквівалентних напружень за Мізесом зі зростанням сили штампування від нульового рівня до номінального при варіанті форми поверхні матриці I (див. рис. 7, а)

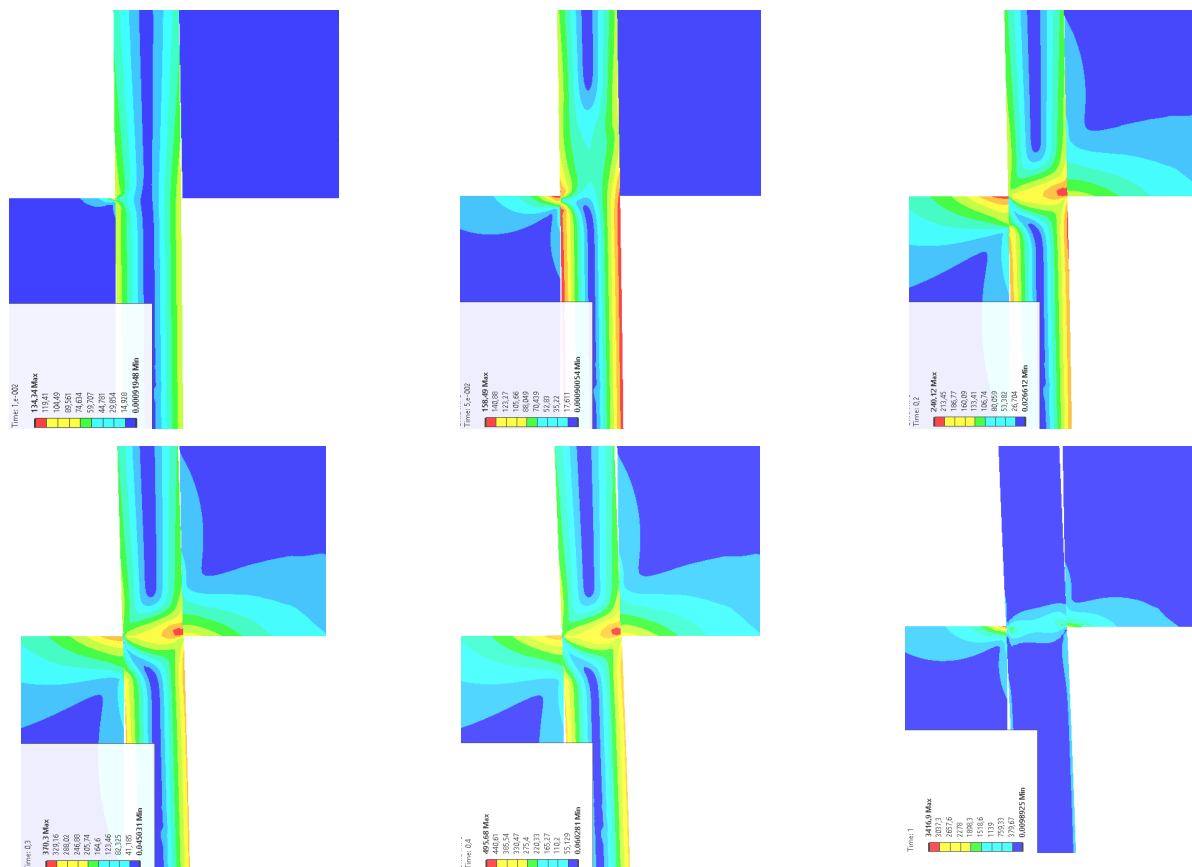


Рисунок 9 – Еволюція розподілів еквівалентних напружень за Мізесом зі зростанням сили штампування від нульового рівня до номінального при варіанті форми поверхні матриці II (див. рис. 7, б)

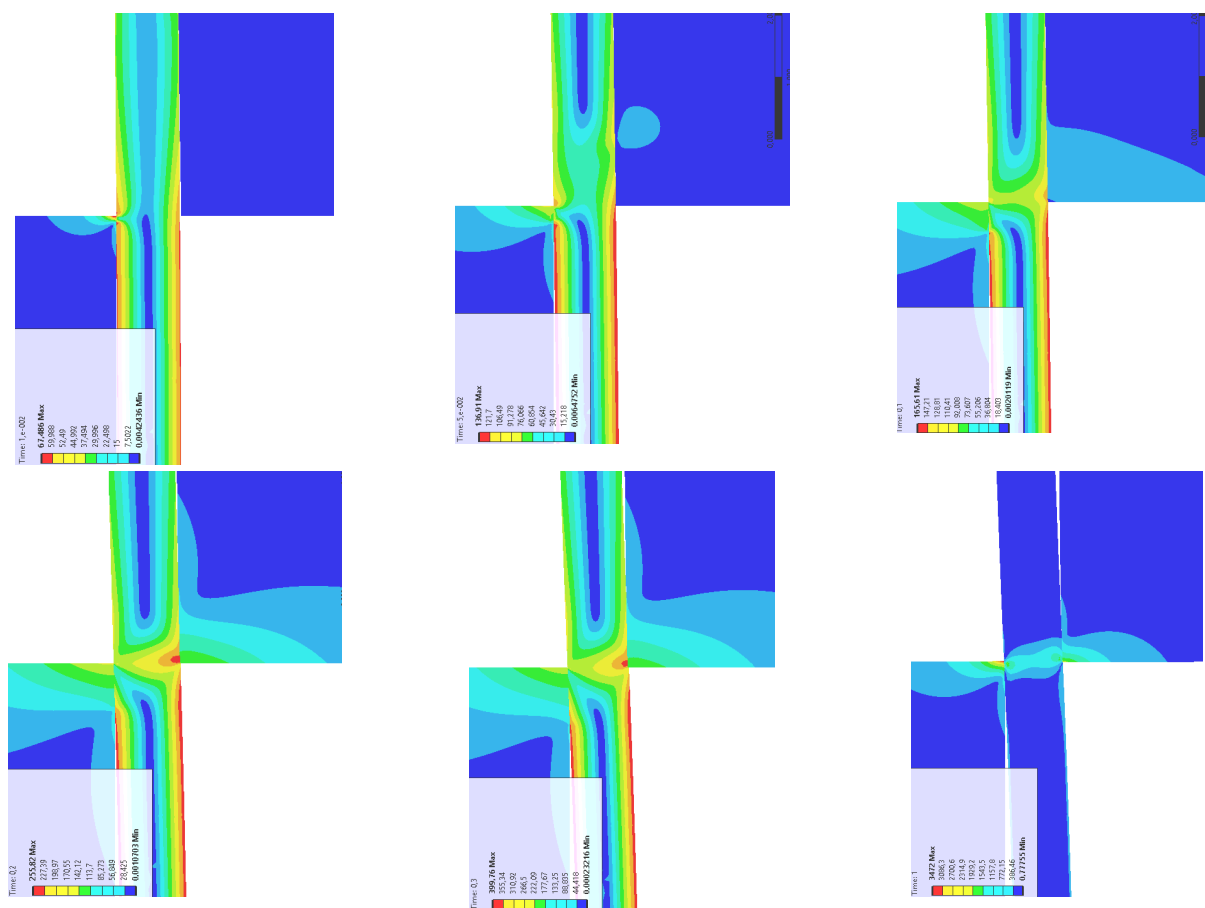


Рисунок 10 – Еволюція розподілів еквівалентних напружень за Мізесом зі зростанням сили штампування від нульового рівня до номінального при варіанті форми поверхні матриці III (див. рис. 7, в)

На відміну від варіанту I, для варіантів II та III за назначених сил штампування зона контактування відрізняється від локалізованої біля ріжучої кромки. Ця зона тяжіє до початкового геометричного контакту. Проте зі зростанням сили штампування, деформований стан, зона контактування та контактний тиск, а також розподіли компонент напружено-деформованого стану стають подібними до тих, що реалізуються для варіанту номінально співпадаючих поверхонь контакту.

Таким чином, збурення геометричної форми, що призводить до зміни зазору між контактуючими тілами, чинить у випадку, що досліджується, суттєвий вплив на розподіл контактного тиску тільки для певних рівнів навантаження, за яких переміщення точок контактуючих поверхонь такі, що зазор у актуальному поточному стані зберігає початковий варіант його розподілу. Потім, зі зростанням сили штампування, розподіл зазору стає подібним до розподілу за номінально співпадаючих поверхонь (або варіанту I).

Аналіз результатів розрахунково-експериментальних досліджень. Для експериментального дослідження розподілу контактного тиску був здійснений експеримент за схемою, наведеною на рис. 11 [12].

Порівняльний аналіз результатів чисельних та напружено-деформованого стану елементів штампного оснащення можна здійснити за

картинами розподілів контактного тиску.

Були використані чутливі до тиску контактні плівки фірми fujitsu [www.fujitsumicro.com]. Схема установки контактних плівок наведена на рис. 11.

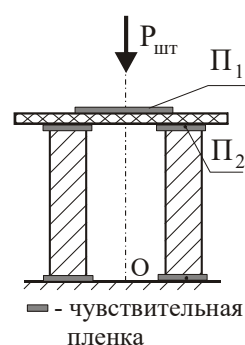


Рисунок 11 – Схема установки контактних плівок

Система «пуансон – матриця – матеріал, що штампується» встановлювалася на пристосуванні для навантаження (рис. 12).

Зусилля у пристосуванні створювалося за допомогою гвинтової пари та вимірювалося за допомогою месдози з наклеєними тензодатчиками, яка протарована від 0 кН до 10 кН. Розшифровка контактного тиску здійснювалася шляхом порівняння картини отриманих відбитків з тарувальними таблицями, що пов'язують його із інтенсивністю контактного відбитка.

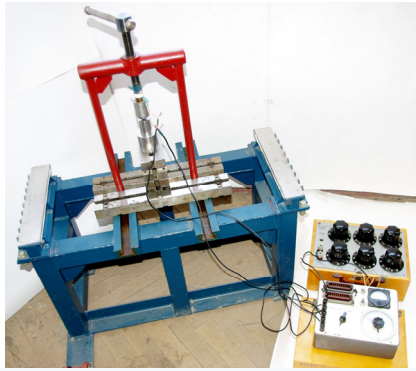


Рисунок 12 – Експериментальна установка (приспосована для навантаження та пристрій для вимірювання притискової сили)

Деякі відбитки наведені для контакту за усією поверхнею, деякі – для секторальних вирізів (рис. 13–16). На рис. 17 наведені порівняльні картини розподілів, які, з одного боку, отримані чисельно, а, з іншого, – розшифровані після експериментів. Видно повну якісну та задовільну кількісну відповідність за контактними майданчиками (зонами) і контактним тиском (похибка – не вище 10 ÷ 15 %).

Таким чином, можна зробити висновок, що експериментально підтверджена достовірність і точність отриманих при чисельному розрахунку результатів. Також продемонстровано нерівномірність розподілу контактного тиску у коловому напрямку.

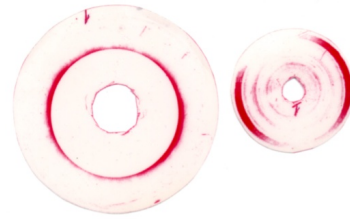


Рисунок 13 – Пробний відбиток у сполученні «матриця - заготовка – пуансон» (нульовий технологічний зазор між пуансоном та матрицею)

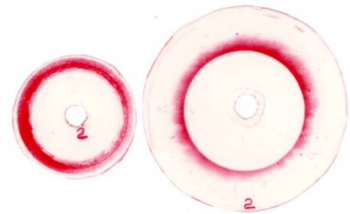


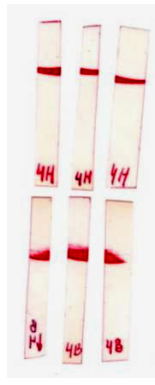
Рисунок 14 – Контактні відбитки, отримані у ході експериментальних вимірів (заготовка товщиною 5 мм, технологічний зазор між пуансоном та матрицею 0,1 мм, сила штампування – 9 кН)



Рисунок 15 – Контактні відбитки, отримані у ході експериментальних вимірів (заготовка товщиною 5 мм, технологічний зазор між пуансоном та матрицею 0,5 мм, сила штампування – 10 кН)



а



б



в



г

Рисунок 16 – Контактні відбитки, отримані у ході експериментальних вимірів для сили штампування $P_{шт} = 1,5$ кН при різних значеннях технологічного зазору між матрицею і пуансоном (заготовка товщиною 1 мм): а – нульовий зазор; б – 0,1 мм; в – 0,2 мм; г – 0,5 мм

Висновки. За матеріалами розрахунково-експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки.

1. Експериментально підтверджено чисельно визначений ефект, що контакт ріжучих елементів розділових штампів зі штампованим матеріалом здійснюється по локальних майданчиках шириною $0,1 \div 0,5$ від товщини матеріалу, що штампується.

2. Установлено, що контактний тиск у сполученні матриць та пуансонів із матеріалом, що штампується, розподіляється нерівномірно, при цьому максимум досягається в зоні ріжучої кромки. Отримала підтвердження концентрація всіх компонент тензора напружень в зоні на різальних кромках пуансонів та матриць, а також між ними – у матеріалі, що штампується.

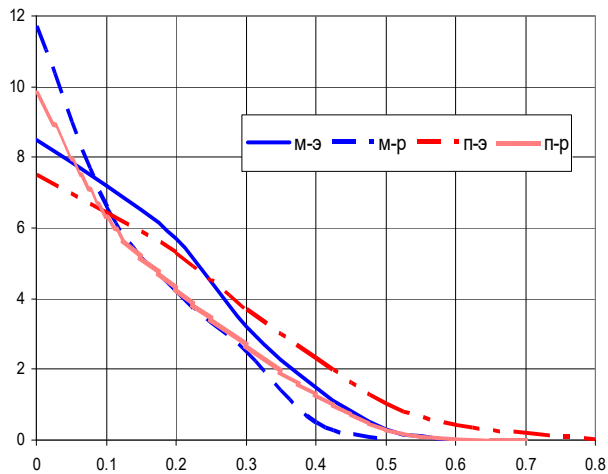


Рисунок 17 – Розподіл контактної тиску, МПа, за шириною поясу контакту, мм:

- «п-э» – пуансон, експеримент;
- «п-р» – пуансон, розрахунок;
- «м-э» – матриця, експеримент;
- «м-р» – матриця, розрахунок [12]

3. Визначено вплив збурення форми поверхні «пуансон – лист, що штампується – матриця» на контактну взаємодію. Установлено, що значні відмінності у розподілі контактної тиску спостерігаються при незначному рівні навантажень для різних збурень форми поверхні матриці. Надалі, зі зростанням навантаження, усі картини напружено-деформованого стану стають подібними до варіанту плоскої поверхні матриці.

4. Установлено, що похибка отриманих чисельним шляхом результатів не перевищує 10–15%. Це дає можливість використовувати створені моделі у ході подальших досліджень.

Список літератури

1. Ткачук М. А., Грабовський А. В., Ткачук М. М. [и др.]. Розрахунково-експериментальний аналіз контактної взаємодії елементів технологічних систем *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. Харків: НТУ «ХПІ». 2020. № 2. С. 100–115
2. Johnson K. L. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press. 1985. 462 p. doi:10.1017/cbo9781139171731.
3. Kalker J.J. Variational principles of contact elastostatics. *J. Inst. Math. and Appl.* 1977. Vol. 20. P. 199–221.
4. Мартиняк Р.М. Контакт пружних тіл за наявності нелінійних вінклерівських поверхневих шарів. *Математичні методи та фізико-механічні поля*. 2013. Т. 56. № 3. С. 43–56.
5. Popov V. L., R. Pohrt, Q. Li Strength of adhesive contacts: Influence of contact geometry and material gradients. *Friction*. 2017. Vol. 5(3). P. 308–325.
6. Ciavarella M. Adhesive rough contacts near complete contact. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2015. Vol. 104. P. 104–111
7. Ciavarella M., A. Papangelo A modified form of Pastewka–Robbins criterion for adhesion. *The Journal of Adhesion*. 2018. Vol. 94(2). P. 155–165.
8. Li Q., Popov V.L. Adhesive force of flat indenters with brush structure. *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*. 2018. Vol. 16 (1). P. 1–8.
9. Slobodyan B.S., Lyashenko B. A., Malanchuk N. I., Marchuk V. E., Martynyak R.M. Modeling of Contact Interaction of Periodically Textured Bodies with Regard for Frictional Slip. *Journal of Mathematical Sciences*. 2016. Vol. 215 (1). P. 110–112.
10. Martynyak, R.M., Prokopyshyn, I.A. & Prokopyshyn, I.I. Contact of Elastic Bodies with Nonlinear Winkler Surface Layers. *Journal of*

Mathematical Sciences. 205, 535–553 (2015).

11. Pohrt R., Popov V. L. Contact stiffness of randomly rough surfaces. *Scientific reports*. 2013. Vol. 3. 3293 p. doi: 10.1038/srep03293.
12. Дьоміна Н.А. *Удосконалення методів розрахунку елементів штампового оснащення на основі аналізу їх напружено-деформованого стану*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.03.05 «процеси та машини обробки тиском» / Н. А. Дьоміна. Харків, 2011. 20 с.
13. Tkachuk M. M., Grabovskiy A., Tkachuk M. A., Hrechka I., Ishchenko O., Domina N. Investigation of multiple contact interaction of elements of dividing stamps. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. No 4/7(100). P. 6–15.
14. Заяренко Е.И., Ткачук Н.А., Ткачук А.В. Расчеты на прочность вырубных матриц и пуансон-матриц для листовой штамповки. *Кузнечно-штамповочное производство*. 1990. № 12. С. 18–21.
15. Ткачук М. А., О. А. Іщенко, Н. А. Дьоміна, М. М. Ткачук, А. В. Грабовський, В. В. Шеманська, Васильченко Д. Р. Контактна взаємодія елементів штампового оснащення. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Інноваційні технології та обладнання обробки матеріалів у машинобудуванні та металургії*. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 41 (1317). С. 67–76.

References (transliterated)

1. Tkachuk M. A., Grabovskiy A. V., Tkachuk M. M. [y dr.]. Rozrahunkovo-eksperymental'nyj analiz kontaknoi' vzajemodii' elementiv tehnologichnyh system. *Visnyk Nacional'nogo tehnicnogo universytetu «KhPI»*. Serija: *Mashynoznavstvo ta SAPR*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2020, no. 2, pp. 100–115
2. Johnson K. L. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press. 1985. 462 p. doi:10.1017/cbo9781139171731.
3. Kalker J.J. Variational principles of contact elastostatics. *J. Inst. Math. and Appl.* 1977, vol. 20, pp. 199–221.
4. Martynyak R.M. Kontakt pruzhnyh til za najavnosti nelinejnyh vinkleriv'skyh poverhnevnyh shariv. *Matematychni metody ta fizyko-mehanichni polja*. 2013. T. 56, no. 3, pp. 43–56.
5. Popov V. L., R. Pohrt, Q. Li Strength of adhesive contacts: Influence of contact geometry and material gradients. *Friction*. 2017, vol. 5(3), pp. 308–325.
6. Ciavarella M. Adhesive rough contacts near complete contact. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2015, vol. 104, pp. 104–111
7. Ciavarella M., A. Papangelo A modified form of Pastewka–Robbins criterion for adhesion. *The Journal of Adhesion*. 2018, vol. 94(2), pp. 155–165.
8. Li Q., Popov V.L. Adhesive force of flat indenters with brush structure. *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*. 2018, vol. 16 (1), pp. 1–8.
9. Slobodyan B.S., Lyashenko B. A., Malanchuk N. I., Marchuk V. E., Martynyak R.M. Modeling of Contact Interaction of Periodically Textured Bodies with Regard for Frictional Slip. *Journal of Mathematical Sciences*. 2016, vol. 215 (1), pp. 110–112.
10. Martynyak, R.M., Prokopyshyn, I.A. & Prokopyshyn, I.I. Contact of Elastic Bodies with Nonlinear Winkler Surface Layers. *Journal of Mathematical Sciences*. 205, 535–553 (2015).
11. Pohrt R., Popov V. L. Contact stiffness of randomly rough surfaces. *Scientific reports*. 2013, vol. 3. 3293 p. doi: 10.1038/srep03293.
12. D'omina N.A. *Udoskonalennja metodiv rozrahunku elementiv shtampovogo osnashhennja na osnovi analizu i'h napruzhenno-deformovanogo stanu*: avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk: spec. 05.03.05 «procese ta mashyny obrobky tyskom» / N. A. D'omina. Kharkiv, 2011. 20 p.
13. Tkachuk M. M., Grabovskiy A., Tkachuk M. A., Hrechka I., Ishchenko O., Domina N. Investigation of multiple contact interaction of elements of dividing stamps. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. No 4/7(100). P. 6–15.
14. Zajamenko E.Y., Tkachuk N.A., Tkachuk A.V. Raschety na prochnost' vyrubnyh matric y puanson-matric dlja lystovoj shtampovky. *Kuznechno-shtampovochnoe proyzvodstvo*. 1990, no. 12, pp.18–21.
15. Tkachuk M. A., O. A. Ishhenko, N. A. D'omina, M. M. Tkachuk, A. V. Grabov'skyj, V. V. Shemans'ka, Vasy'l'chenko D. R. Kontaktna vzajemodija elementiv shtampovogo osnashhennja. *Visnyk Nacional'nogo tehnicnogo universytetu «KhPI»*. Serija: *Innovacijni tehnologii' ta obladnannja obrobky materialiv u mashynobuduvanni ta metalurgii'*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2018, no. 41 (1317), pp.67–76.

Надійшла (received) 20.05.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andrey) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola A.) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Дьоміна Наталія Анатоліївна (Демина Наталья Анатольевна, Domina Natalia) – кандидат технічних наук, доцент, Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, доцент кафедри «Вища математика і фізика», м. Мелітополь, Запорізька обл., Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1118-1834>; e-mail: natalia.domina@tsatu.edu.ua.

Ткачук Ганна Володимирівна (Ткачук Анна Владимировна, Tkachuk Ganna) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0435-1847>. e-mail: TkachuckAV@tmm-sapr.org

Ищенко Ольга Анатоліївна (Ищенко Ольга Анатольевна, Ishchenko Olha) – кандидат технічних наук, Таврійський державний агротехнологічний університет, старший викладач кафедри вищої математики та фізики; м. Мелітополь, Запорізька обл., Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5274-2618>; e-mail: olha.ishchenko@tsatu.edu.ua.

Волошина Ірина Олександрівна (Волошина Ирина Александровна, Voloshina Iryna) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студентка гр. МІТ-218м, м. Харків, Україна; e-mail: s1802@tmm-sapr.org

Третьяк Владислав Володимирович (Третьяк Владислав Владимирович, Tretyak Vladeslav) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент гр. МІТ-219м, м. Харків, Україна; e-mail: vladeslav2205@gmail.com

**А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, А. В. ЗАВОРОТНИЙ, С. В. КУЦЕНКО, М. С. САВЕРСЬКА,
І. Є. КЛОЧКОВ, М. А. ТКАЧУК, О. І. ЗІНЧЕНКО, Р. П. ДЕРЕВ'ЯНКІН**

КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ ТОРСІОННОГО ВАЛА ІЗ ШЛІЦЕВОЮ ВТУЛКОЮ ПРИ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЯХ

Торсіонні вали є основним пружним елементом систем підресорювання значної кількості транспортних засобів. Для моделювання їх реакції на дію крутного моменту аналізується напружено-деформований стан із урахуванням контактної взаємодії із шлицевою втулкою. Установлені особливості розподілу контактної тиску між цими тілами. Визначено характер концентрації напружень у шлицевих впадинах головки вала. Розроблені моделі та методи досліджень, які дають можливість розробити рекомендації стосовно проектних рішень при проектуванні систем підресорювання транспортних засобів. Визначені чинники, які визначають міцність торсіонного вала за значень діаметрів головки торсіонного вала, що близькі до діаметрів стебла торсіонного вала. У випадку, що розглядається, це, у першу чергу, – міцність головки торсіонного вала. Зокрема, установлено, що при операціях виготовлення виникають значні пластичні деформації та контактні навантаження у головках торсіонних валів. Цей чинник є визначальним при обґрунтуванні проектних параметрів торсіонних валів.

Ключові слова: торсіонний вал; контактна взаємодія; напружено-деформований стан; пружно-пластичне деформування; система підресорювання.

**А. В. ГРАБОВСКИЙ, Н. Н. ТКАЧУК, А. В. ЗАВОРОТНЫЙ, С. В. КУЦЕНКО, М. С. САВЕРСКАЯ,
И. Е. КЛОЧКОВ, Н. А. ТКАЧУК, Е. И. ЗИНЧЕНКО, Р. П. ДЕРЕВ'ЯНКИН**

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ТОРСИОННОГО ВАЛА СО ШЛИЦЕВОЙ ВТУЛКОЙ ПРИ УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЯХ

Торсионные валы являются основным упругим элементом систем поддресоривания большого числа транспортных средств. Для моделирования их реакции на действие крутящего момента анализируется напряженно-деформированное состояние с учетом контактного взаимодействия со шлицевой втулкой. Установлены особенности распределения контактного давления между этими телами. Определен характер концентрации напряжений в шлицевых впадинах головки вала. Разработаны модели и методы исследований, которые дают возможность разрабатывать рекомендации по проектным решениям при проектировании систем поддресоривания транспортных средств. Определены факторы, которые определяют прочность торсионного вала при значениях диаметров головки торсионного вала, близких к диаметрам стебля торсионного вала. В рассматриваемом случае это, в первую очередь, – прочность головки торсионного вала. В частности, установлено, что при операциях изготовления возникают значительные пластические деформации и контактные нагрузки в головках торсионных валов. Этот фактор является определяющим при обосновании проектных параметров торсионных валов.

Ключевые слова: торсионный вал; контактное взаимодействие; напряженно-деформированное состояние; упруго-пластическое деформирование; система поддресоривания.

**A. GRABOVSKIY, M. M. TKACHUK, A. ZAVOROTNIY, S. KUTSENKO, M. SAVERSKA,
I. KLOCHKOV, M. A. TKACHUK, O. ZINCHENKO, R. DEREVIANKIN**

CONTACT INTERACTION OF A TORSION SHAFT WITH A SPLINED BUSH IN ELASTICALLY PLASTIC DEFORMATIONS

Torsion shafts are the main elastic element of the suspension systems of a large number of vehicles. To simulate their reaction to the action of torque, the stress-strain state is analyzed taking into account the contact interaction with the spline sleeve. The features of the distribution of contact pressure between these bodies are established. The nature of stress concentration in the splined hollows of the shaft head is determined. Models and research methods have been developed that make it possible to develop recommendations for design decisions in the design of vehicle suspension systems. The factors are determined that ensure the strength of the torsion shaft at the values of its head diameters close to the diameters of the torsion shaft stem. In the case under consideration, this factor is firstly strength of the torsion shaft head. In particular, it was found that during manufacturing operations there are significant plastic deformations and contact loads in the heads of torsion shafts. This factor is decisive in substantiating the design parameters of torsion shafts.

Keywords: torsion shaft; contact interaction; stress-strain state; elastically plastic deformation; suspension system

Вступ. Широкий клас транспортних засобів у складі систем підресорювання (СП) має торсіонні вали. Пружний відгук на дію ваги та інерційних сил створюється за рахунок деформування стебла торсіонного вала – його закручування. Урівноважування цього навантаження відбувається при взаємодії шлиців головки вала із шлицями втулки, яка закріплюється на елементах остова. Відповідно, виникають два проблемних чинники: міцність стебла та головки торсіонного вала. Першому чиннику приділяється переважна увага конструкторів, дослідників та технологів. Задля раціонального використання пружних властивостей матеріалу торсіонного валу при його виготовленні здійснюється технологічна операція заневолювання. При цьому у тілі стебла торсіонного вала виникають пластичні деформації, які породжують сприятливий залишковий напружено-деформований стан (НДС). Цей НДС при експлуатаційному навантаженні дає можливість реалізувати більш рівномірне навантаження циліндричного гладкого стеб-

ла торсіонного вала у перерізі, причому у ході роботи підвіски забезпечується пружна лінійна характеристика «момент – кут закручування вала». Головка торсіонного вала розраховується на зминання від контактної тиску із урахуванням нерівномірного його розподілу на області контакту із шлицями втулки. Разом із тим такий критерій перестає бути визначальним у низці випадків.

Зокрема, у сучасних транспортних засобах спеціального призначення (бронетранспортери, бойові машини піхоти) ступінь перевищення діаметра головки торсіонного вала відносно діаметра його стебла має тенденцію до зменшення порівняно із більш ранніми конструкціями. Отже, різко зростає рівень напружень у головці торсіонного вала. Для визначення НДС у зоні шлицевого з'єднання необхідно розв'язувати

© А. В. Грабовський, М. М. Ткачук, А. В. Заворотній,
С. В. Куценко, М. С. Саверська, І. Є. Клочков,
М. А. Ткачук, О. І. Зінченко, Р. П. Дерев'янкін, 2021

контактну задачу у повній просторовій постановці. При цьому виникає також необхідність у ході досліджень варіювати конструктивні та технологічні параметри задля обґрунтування їхніх прийнятних значень. Така задача була прийнята до розв'язання у цій роботі.

Аналіз існуючих методів досліджень торсіонних валів систем підресорювання транспортних засобів. Традиційні методики досліджень, описані у роботах [1–4], спрямовані в основному на аналіз НДС стебла торсіонного вала із постулюванням низки властивостей стосовно пружно-пластичного деформування матеріалу вала. Ці властивості спрощують визначальні співвідношення, проте привносять певну похибку у результати. Разом із тим значно більша похибка досягається у зоні головки торсіонного вала. Це викликано тим, що НДС у цій зоні є, на відміну від стебла торсіонного вала, суттєво різнокомпонентним.

Якщо звернутися до сучасних та профільних публікацій [5–8], то увагу привертають різні підходи, моделі та методи, які спрямовані на удосконалені розрахункові схеми у поєднанні із методом скінченних елементів (МСЕ). Проте, як правило, мова йде про стеблову (циліндричну) частину торсіонного вала. Це викликано тим, що для головки торсіонного вала питання міцності вирішується за рахунок конструктивних чи технологічних заходів (наприклад, шляхом застосування потовщених головок або відповідної термохімічної чи механічної обробки шліців головки торсіонного вала тощо). У той же час для низки сучасних транспортних засобів спеціального призначення подібні заходи не можуть бути реалізовані у силу тих чи інших обмежень.

Відповідно, виникає актуальна задача розроблення удосконалених підходів, моделей та методів дослідження НДС торсіонного вала із урахуванням пружно-пластичного характеру деформування у всьому тілі вала, у т.ч. – у його головці, а також – із урахуванням контактної взаємодії у шліцевому з'єднанні.

Розв'язання цієї задачі становить мету і зміст роботи.

Загальний підхід до розв'язання задачі аналізу напружено-деформованого стану торсіонних валів. При розробленні загального підходу до розв'язання задачі аналізу напружено-деформованого стану торсіонного вала систем підресорювання транспортних засобів ураховані такі принципові аспекти:

1) підхід, що розробляється, має давати можливість узгодженого безконфліктного варіювання конструктивних схем і параметрів торсіонного вала, технологічних режимів та режимів навантаження;

2) модель напружено-деформованого стану торсіонного вала має здатність відтворювати пружно-пластичне деформування та контактну взаємодію тіл із поверхнями близької форми як фізично та структурно нелінійні процеси, що залежать від історії навантаження;

3) методи аналізу НДС торсіонного вала мають уможлилювати моделювання його у повній просторовій постановці із варіюванням фізико-механічних властивостей матеріалів контактуючих деталей, у т.ч. – їхніх проміжних та приповерхневих шарів;

4) розробки, що здійснюються, мають давати можливість їх реалізації у вигляді цілісного програмно-модельного комплексу, що у автоматизованому режимі здатен здійснювати серії багатоваріантних досліджень;

5) створені методологічні розробки мають бути націлені не тільки на розв'язання задач аналізу, але й на цілеспрямований пошук варіантів технічних рі-

шень із їх обґрунтуванням за тими чи іншими обраними критеріями.

Приймаючи до уваги аспекти 1, 4, 5 із перелічених, як базовий було обрано узагальнений параметричний підхід [9–13]. Він забезпечує принципову можливість оперування із узагальненими параметрами, у т.ч., окрім геометричних розмірів та інших чисельних характеристик, ще й формою досліджуваних тіл, просторовими розподілами характеристик матеріалів та їх фізико-механічними властивостями.

Беручи до уваги аспекти 2, 3, було надано перевагу методам теорії варіаційних нерівностей [14–16], теорії пружно-пластичного деформування інкрементального типу [17] та методу скінченних елементів [18]. Аспект 4 викликає до втілення розробок у вигляді спеціалізованих програмно-модельних комплексів, які містять у своєму складі, з одного боку, – універсальні CAD/CAE системи, а з іншого, – спеціалізовані програмні моделі. Таке поєднання дає змогу націлюватися та перенацілюватися на конкретні об'єкти досліджень за збереження високих функціональних можливостей моделювання.

Таким чином, загальний вигляд спектру задач аналізу НДС, що розглядається, набуває операторного подання

$$L(p, u, f, \tau) = 0, \quad (1)$$

де L – оператор задачі;

u – змінні, що описують поточний стан досліджуваного об'єкта;

f – навантаження;

τ – параметр, що відповідає за еволюцію досліджуваного процесу;

p – варіювані узагальнені параметри.

Під параметрами p мається на увазі весь спектр форм, розмірів, значень, розподілів, що у сукупності задають певний об'єкт досліджень НДС (у цьому випадку – торсіонний вал).

Параметри p можуть бути заданими або змінюваними у певному діапазоні або шуканими за певними критеріями, або такими, що верифікуються. Це створює переваги при розв'язанні конкретних прикладних задач для тієї чи іншої множини об'єктів.

Розроблений підхід був реалізований та описаний далі для напружено-деформованого стану торсіонного вала.

Модель напружено-деформованого стану торсіонних валів. Торсіонний вал (рис. 1) працює за принципом створення крутного моменту при його закручуванні на кут 2γ стебла торсіонного вала довжиною $2l_1$ та діаметром d_1 .

Враховуючи антисиметрію НДС торсіонного вала відносно площини $O'z'y'$ (див. рис.1), можна розглядати задачу на половині торсіонного вала. При цьому кут закрутки на довжині стебла торсіонного вала l_1 становить γ , а момент M^* урівноважується у шліцевому з'єднанні головки торсіонного вала. На рис. 1 наведені характерні розміри у шліцевому з'єднанні. Між головою та стеблом торсіонного вала виготовляється перехідна поверхня із радіусом R у осьовому перерізі. Отже, область Ω , яку займає торсіонний вал, визначається низкою параметрів та форм, наведених на рис. 1.

У області Ω діє система диференціальних рівнянь

теорії пластичності у припошеннях [17]:

$$\Delta \varepsilon_{ij} = 1/2(\partial \Delta u_i / \partial x_j + \partial \Delta u_j / \partial x_i), \quad (2)$$

$$\partial \Delta \sigma_{ij} / \partial x_j + \Delta f_i = 0; \quad (3)$$

$$\Delta \varepsilon_{ij} = A_{ijkl} \Delta \sigma_{kl}, \quad (4)$$

де $\Delta u_i, \Delta \varepsilon_{ij}, \Delta \sigma_{ij}$ – відповідно припошення компонент

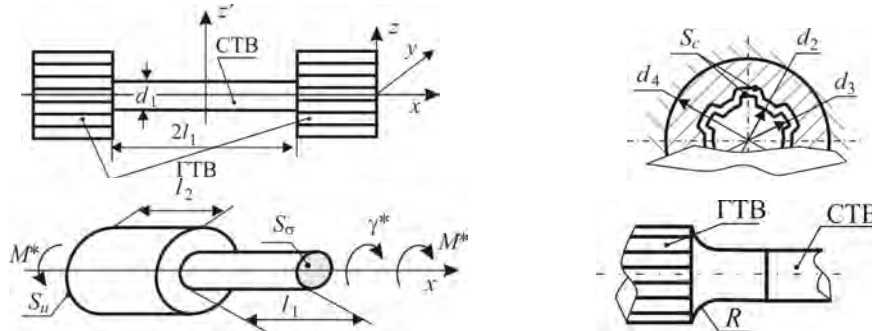


Рисунок 1 – Схема роботи торсійного вала (ГТВ та СТВ, відповідно, головка та стебло торсійного вала)

Крім того, задіяні відповідні крайові умови (закріплення муфти на поверхні S_u та навантаження моментом M^* на поверхні S_σ , див. рис. 1).

У співвідношеннях (4) присутній тензор податливостей A_{ijkl} , який формується на кожному поточному етапі залежно від досягнутого НДС та характеру навантаження на цьому етапі (активне, нейтральне або розвантаження).

Таким чином, розбиваючи інтервал параметра τ на інтервали із припошенням $\Delta \tau_r$, можна організувати покрокове розв'язання задачі (2)–(4) із урахуванням пружно-пластичних деформацій.

Крім фізичної нелінійності, у задачі присутня ще й структурна нелінійність. Вона викликана умовами контактної взаємодії

$$u_v^1 + u_v^2 \leq \delta, \quad (5)$$

де u_v^1, u_v^2 – переміщення уздовж зовнішніх нормалей точок ГТВ та муфти відповідно на поверхні S_c можливого контакту,

δ – зазор уздовж нормалі на поверхні S_c між ГТВ та муфтою.

Враховуючи розбивку історії навантаження на етапи, на кожному із цих етапів реалізується модель анізотропного пружного тіла із елементами залежності тензора податливостей $A_{ijkl}(\tau)$. Тоді для контактної задачі із залученням положень теорії варіаційних нерівностей задачі (2)–(5) зводяться до проблеми мінімізації функціоналу повної енергії ΔJ [17] на припошеннях Δu :

$$\begin{aligned} \Delta J = & \frac{1}{2} \int_{(\Omega)} \Delta \sigma_{ij} \Delta \varepsilon_{ij} d\Omega - \int_{(\Omega)} \Delta f_i \Delta u_i d\Omega - \\ & - \int_{(S)} \Delta f_i^v \Delta u_i dS \rightarrow \min, \end{aligned} \quad (6)$$

де Δf_i^v – припошення поверхневих навантажень, а мінімізація здійснюється на множині K , яка задається

вектора переміщень, тензорів деформації та напружень ($i, j, k, l = 1, 2, 3$),

Δf_i – припошення навантажень на поточному кроці $\Delta \tau$ розбивки параметра навантаження τ .

обмеженнями (5).

Отже, вихідна задача зводиться до послідовності задач (2)–(6) на кожному із етапів навантаження (умовного «часу» τ). Таким чином, описана модель напружено-деформованого стану торсійного вала дає можливість математично формалізувати задачу аналізу для визначення просторово-«часового» розподілу компонент НДС та контактної тиску.

При цьому слід зауважити, що у всіх моделях присутні параметри, які задають область Ω (див. рис. 1), властивості матеріалу (див. (4)), історію навантаження $f(\tau)$ тощо. У результаті побудована модель є параметричною.

Методи аналізу напружено-деформованого стану торсійного вала. Для розв'язання сформованої задачі на сучасному етапі, як правило, залучається метод скінченних елементів [18]. Із його залученням задача (6) зводиться на кожному етапі, наприклад, до задачі квадратичного програмування. Тобто відбувається пошук мінімуму квадратичної функції вузлових параметрів U_n :

$$J = \frac{1}{2} \sum_{n,m} C_{nm} U_n U_m - \sum_n F_n U_n \rightarrow \min, \quad (7)$$

на множині

$$\theta_n U_n + \theta_m U_m \leq \delta_{nm}. \quad (8)$$

Тут C_{nm} – компоненти матриці жорсткості на відповідному етапі,

θ_n, θ_m – вагові коефіцієнти для групи вузлових параметрів контактних вузлів n, m .

Таким чином, у ході розв'язання задач (7), (8) реалізується поєднання двох нелінійностей (фізична та структурна), а також залежність НДС від історії навантаження.

Спеціалізований програмно-модельний комплекс для аналізу напружено-деформованого стану торсійного вала. Розроблений підхід, моделі та методи знайшли свою реалізацію у вигляді спеціалізованого

програмно-модельного комплексу (СПМК) «Торсіон», структура якого наведена на рис. 2.

Тут спецмодуль I формує за вхідними даними параметричну модель досліджуваного об'єкта, яка через програми SolidWorks (SW) та ANSYS (модуль II) створює геометричні та скінченно-елементні моделі. Модуль III здійснює розрахункове дослідження НДС торсіонного вала із формуванням відповідної бази даних (БД). За

виявлення колізій на цьому етапі можливе повернення у модуль II. Модуль IV здійснює аналіз результатів обчислень та варіювання (за необхідності) параметрів p із повторенням роботи модуля III. Якщо критерії виконані або розрахунки вичерпані, формується масив рекомендованих параметрів p_N .

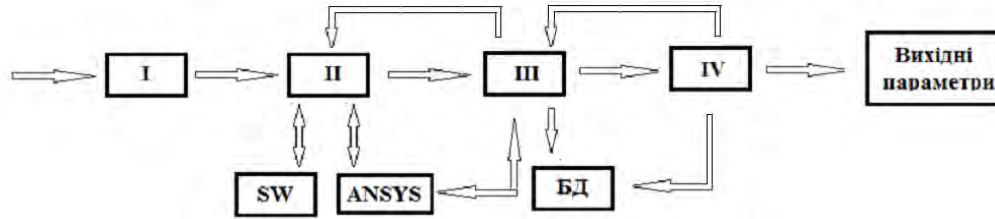
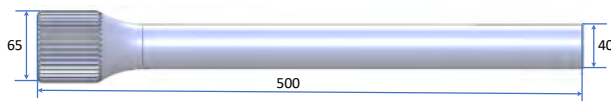


Рисунок 2 – Структура спеціалізованого програмно-модельного комплексу «Торсіон»

Створена структурна СПМК «Торсіон» має змогу реалізувати усі можливості розробленого підходу, моделей та методів. Цим самим задовольняються вимоги, які фігурують вище у вигляді аспектів 4), 5).

Прикладні тестові задачі аналізу напружено-деформованого стану торсіонних валів. Для ілюстрації можливостей розроблених підходів, моделей, методів та спеціалізованого програмно-модельного комплексу розв'язано задачу про НДС тестового вала, наведеного

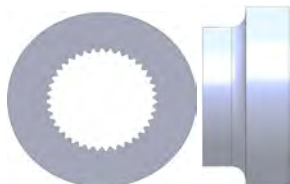
на рис. 3. На рис. 4 подано моделювання умов контакту, на рис. 5 – властивості матеріалу, а на рис. 6 – скінченно-елементна модель торсіонного вала у контакті із шліцевою муфтою. Навантаження f наведені на рис. 7 у вигляді залежності кута закрутки γ від умовного «часу» τ . Кінець стану 1 ($\tau = 1$ с) відповідає першому заневолюванню.



Геометрична модель

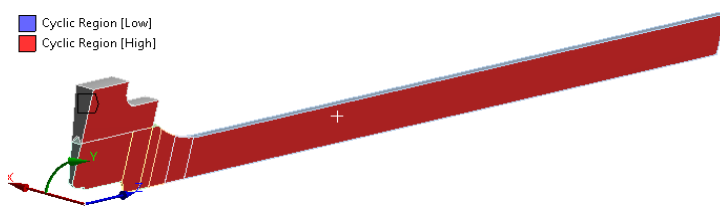


Досліджуваний сектор, град. (у циклосиметричній постановці)



Муфта для передачі навантаження

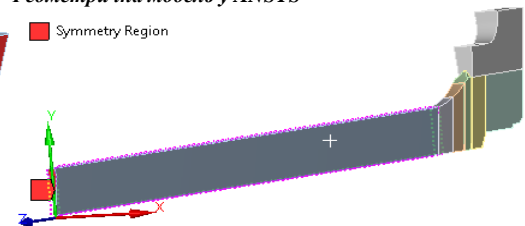
- Cyclic Region [Low]
- Cyclic Region [High]



Завдання умов циклосиметрії

Геометрична модель у ANSYS

- Symmetry Region



Завдання умов симетрії

Рисунок 3 – Геометрична модель та завдання умов симетрії

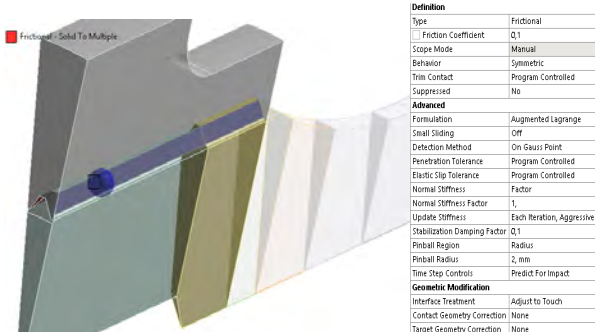


Рисунок 4 – Моделювання умов контакту

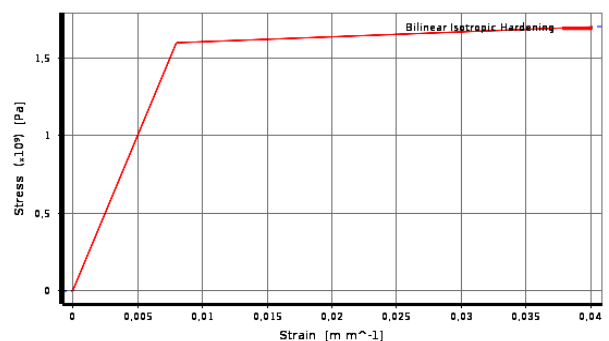


Рисунок 5 – Властивості матеріалу (межа текучості 1600 МПа)

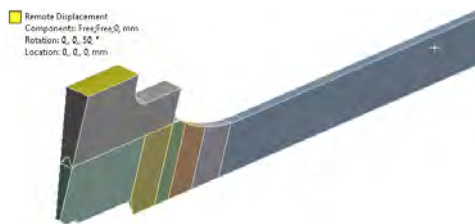
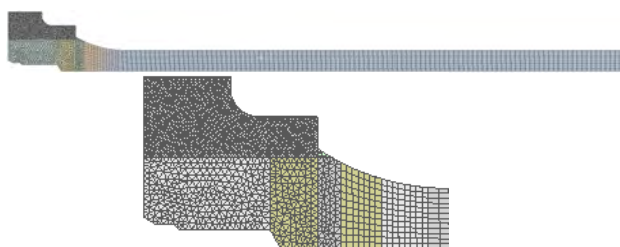


Рисунок 6 – Скінченно-елементна модель торсійного вала у контакті із шлицевою муфтою (93 тис. вузлів, квадратичні скінченні елементи)

Етап 2 (до $\tau = 2$ с) – розвантаження до нульового крутного моменту.

Етап 3 – повторне заневолювання (до $\tau = 3$ с).

Етап 4 – розвантаження (аналогічно до етапу 2).

Етапи 5 та 6 (до $\tau = 5$ с та $\tau = 6$ с) відповідають робочому навантаженню та розвантаженню відповідно.

На рис. 8 та у табл. 1-4 наведено рівні крутних моментів, характерні розподіли еквівалентних напружень за Мізесом на окремих етапах навантаження, повних переміщень, кутів закрутки та еквівалентних пластичних деформацій у тестовому варіанті торсійного вала із діаметром $d_1 = 40$ мм, а на рис. 9-11 та у табл. 5-8 – аналогічні дані для ТВ із діаметром $d_1 = 58$ мм.

Steps	Time [s]	Z [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
1	0,	0,	0,	0,	0,
1	1,	0,	0,	0,	50,
2	2,	0,	0,	0,	29,61
3	3,	0,	0,	0,	65,
4	4,	0,	0,	0,	95,40
5	5,	0,	0,	0,	65,
6	6,	= 0,	= 0,	= 0,	95,40

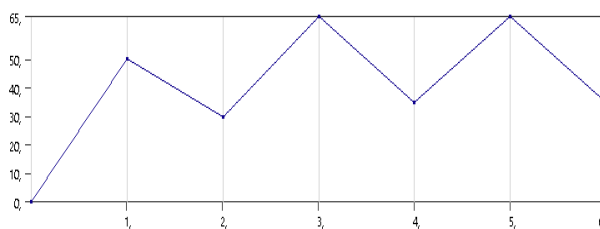


Рисунок 7 – Завдання кута закрутки торсіона γ , град, від параметра $\tau \in [0;6]$

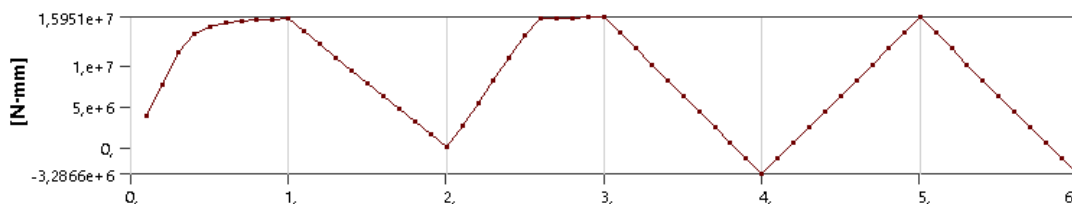
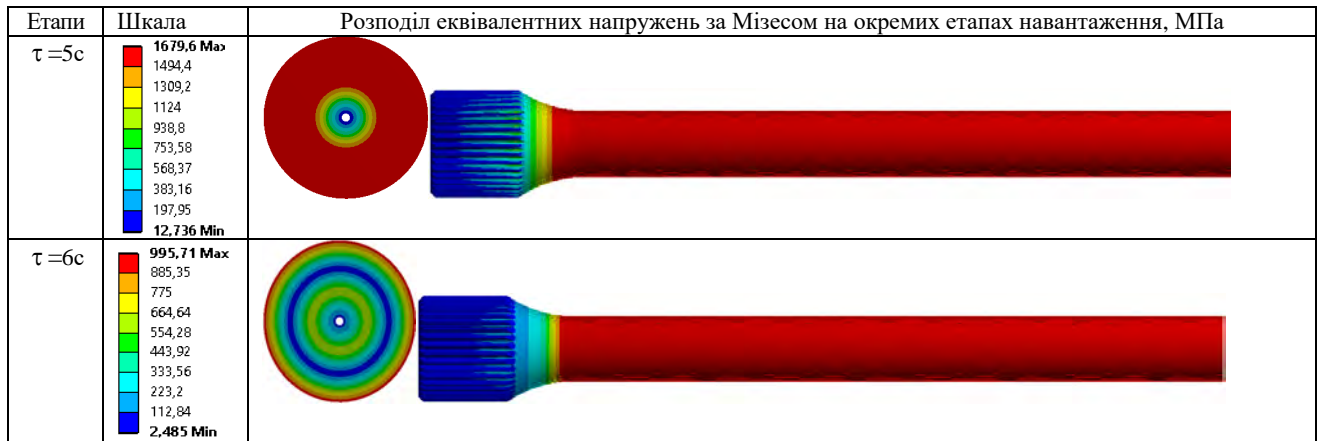


Рисунок 8 – Розподіл реактивного моменту (Н мм) на різних етапах навантаження ($\tau \in [0;6]$)

Таблиця 1 – Розподіли еквівалентних напружень, МПа, залежно від параметра τ

Етапи	Шкала	Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом на окремих етапах навантаження, МПа
$\tau = 1$ с	1657,4 Max 1474,5 1291,6 1108,7 925,8 742,91 560,01 377,12 194,22 11,326 Min	
$\tau = 2$ с	959,95 Max 853,29 746,63 639,97 533,31 426,65 319,98 213,32 106,66 0,0015376 Min	
$\tau = 3$ с	1679,6 Max 1494,3 1308,9 1123,5 938,16 752,79 567,42 382,05 196,68 11,311 Min	
$\tau = 4$ с	995,32 Max 885,01 774,69 664,38 554,06 443,75 333,43 223,12 112,8 2,4844 Min	



Таблиця 2 – Розподіл повних переміщень, мм, залежно від параметра τ

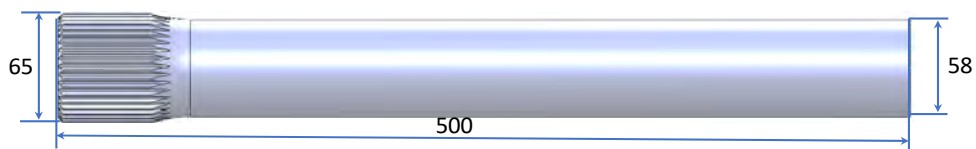
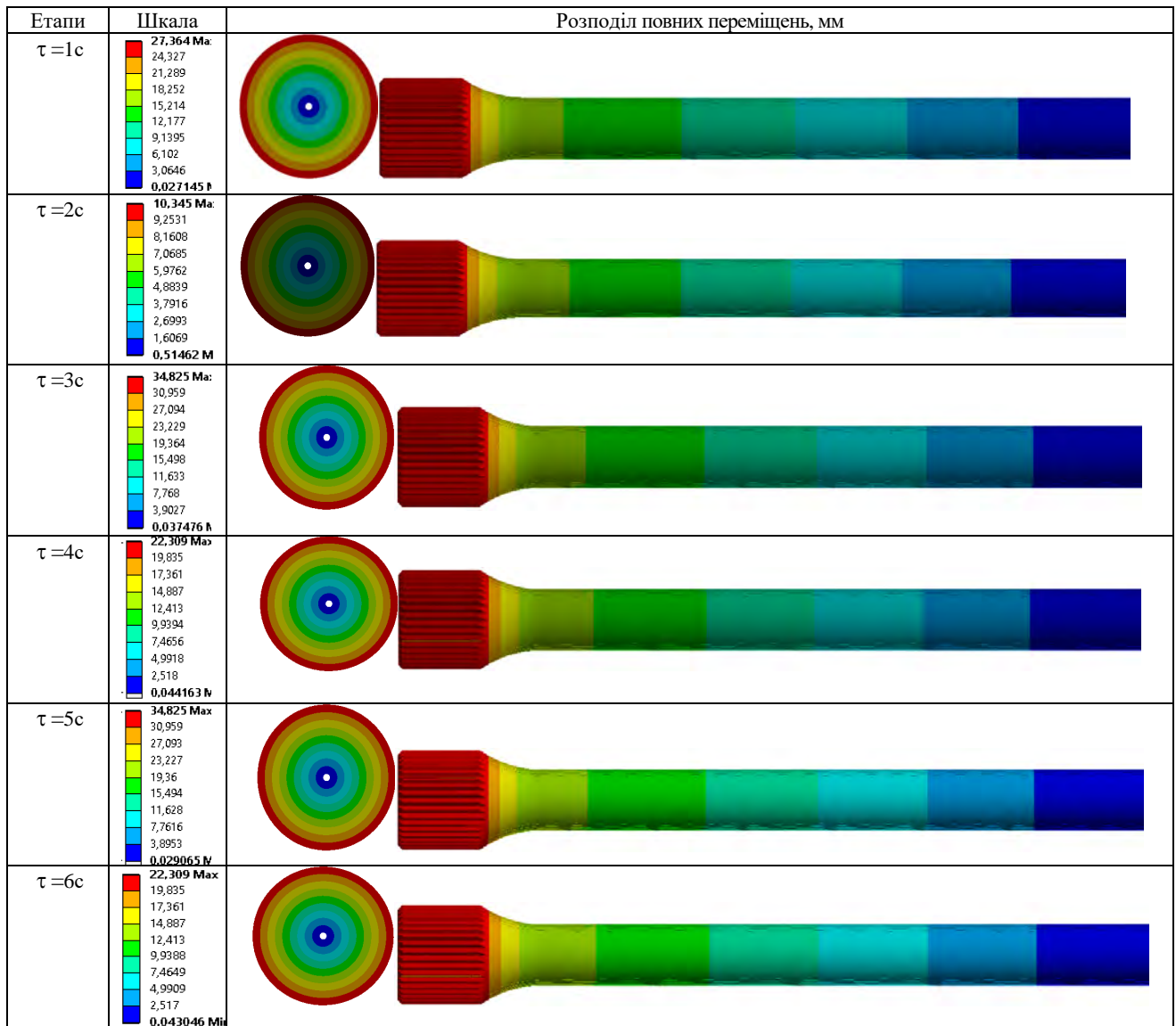
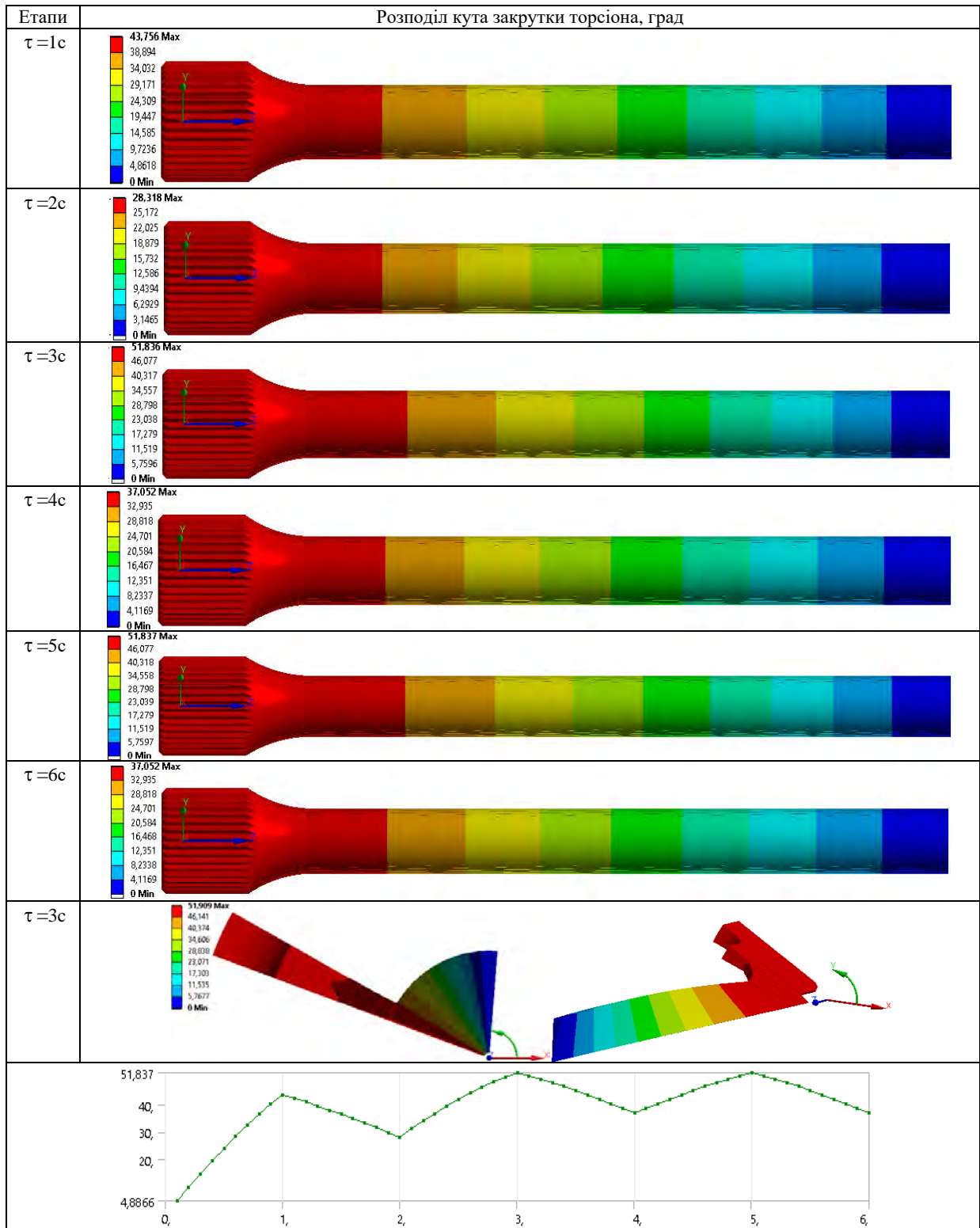


Рисунок 9 – Тестовий вал із стеблом торсійного вала $\varnothing 58$ мм

Таблиця 3 – Розподіл кута закрутки торсіона, град, залежно від параметра τ



Таблиця 4 – Розподіл еквівалентних пластичних деформації у торсіоні залежно від параметра τ



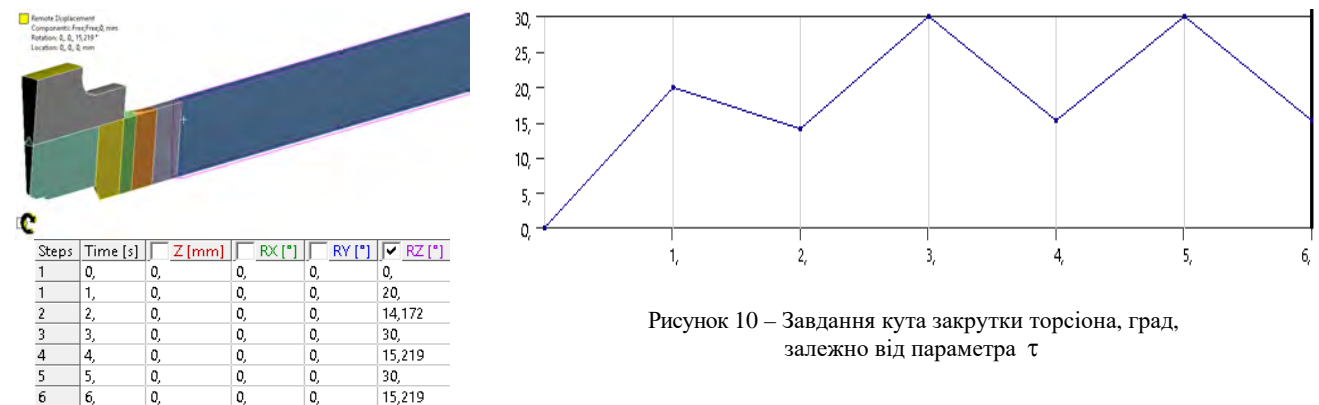
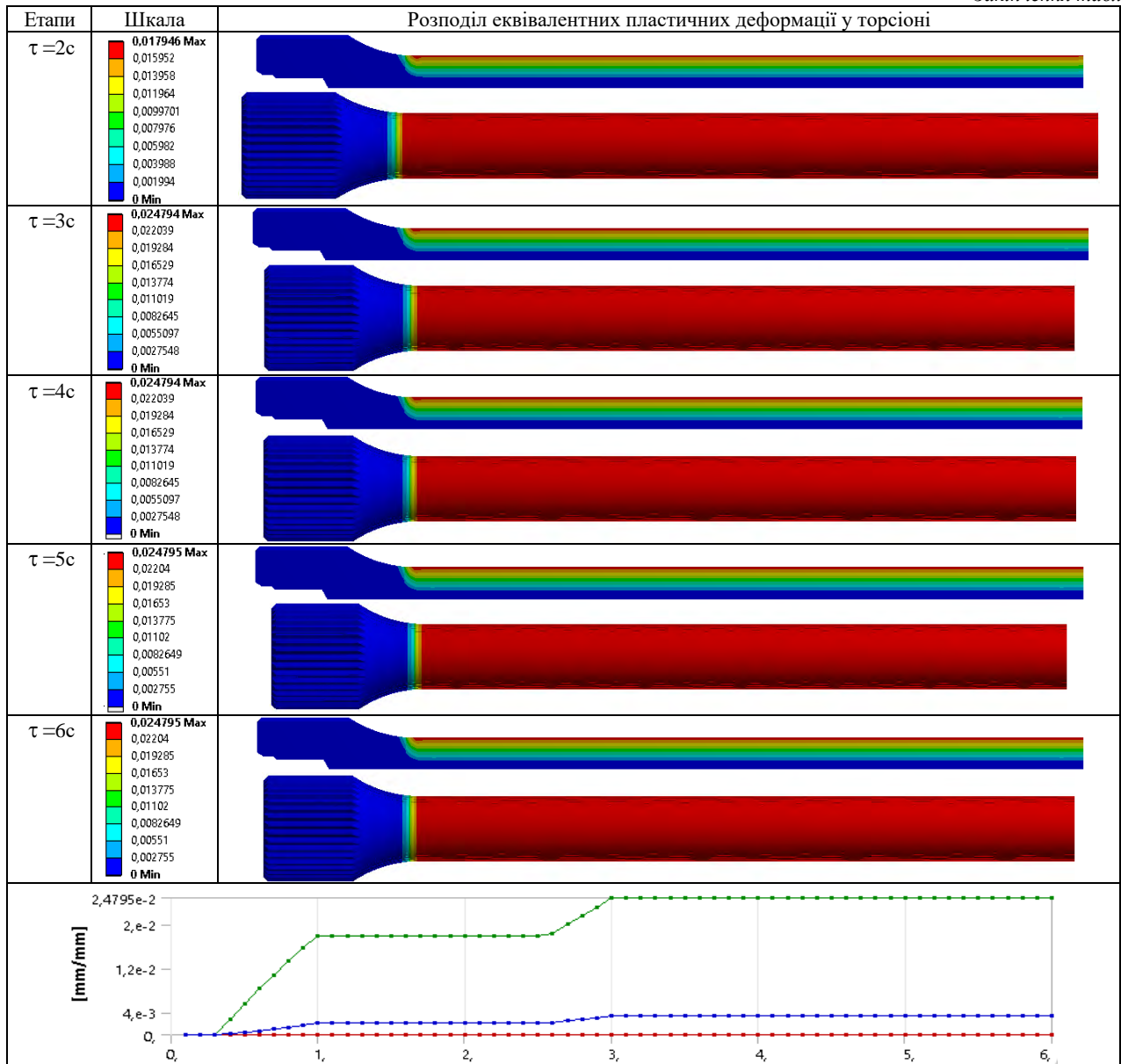


Рисунок 10 – Завдання кута закрутки торсіона, град, залежно від параметра τ

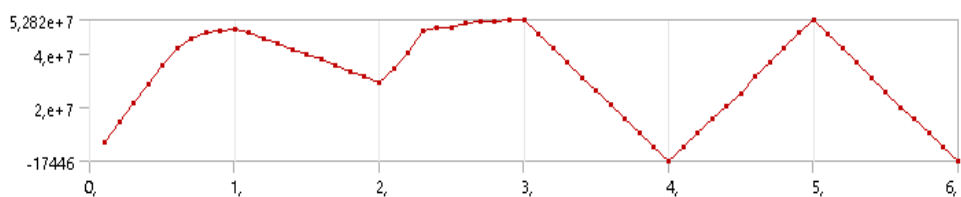
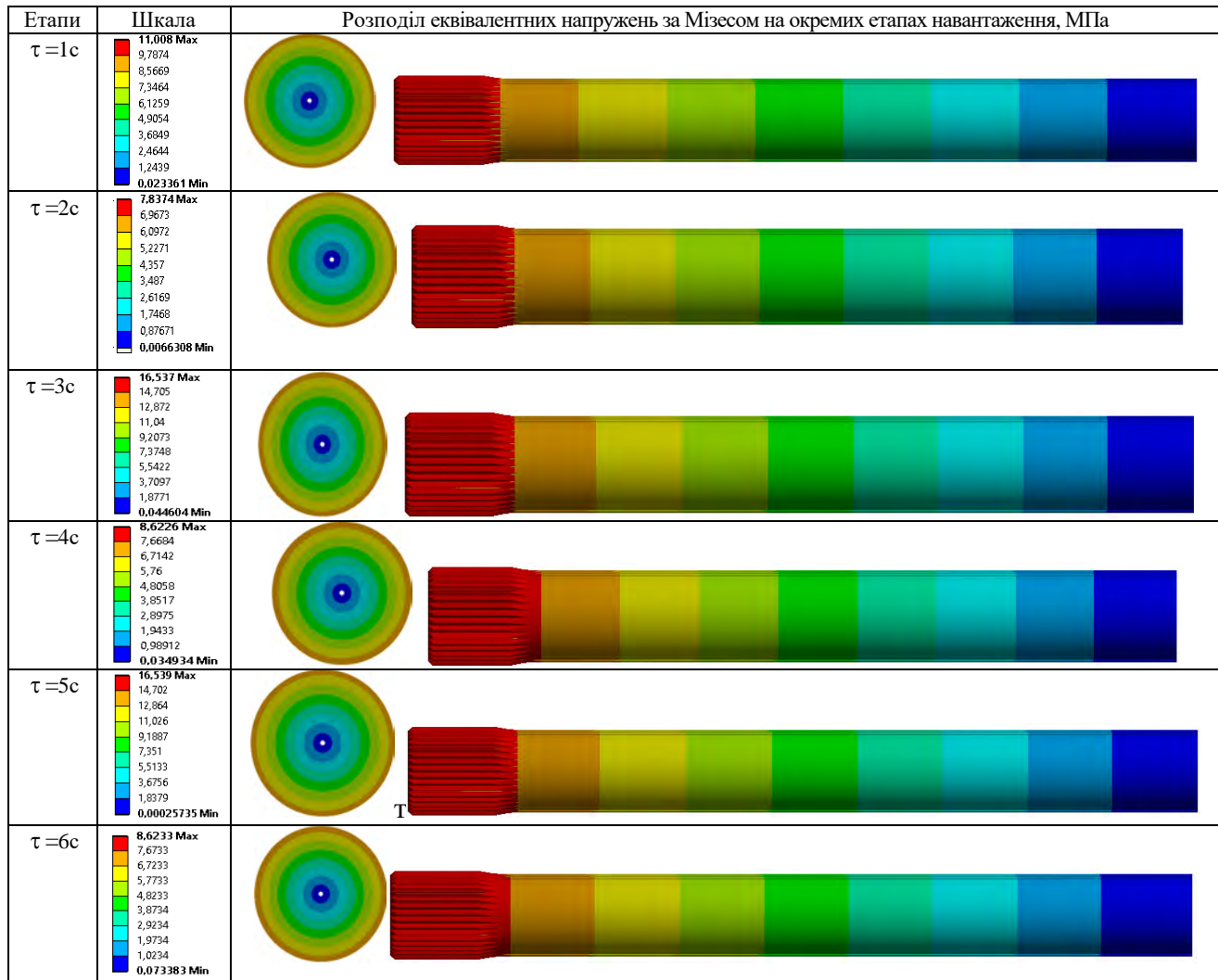
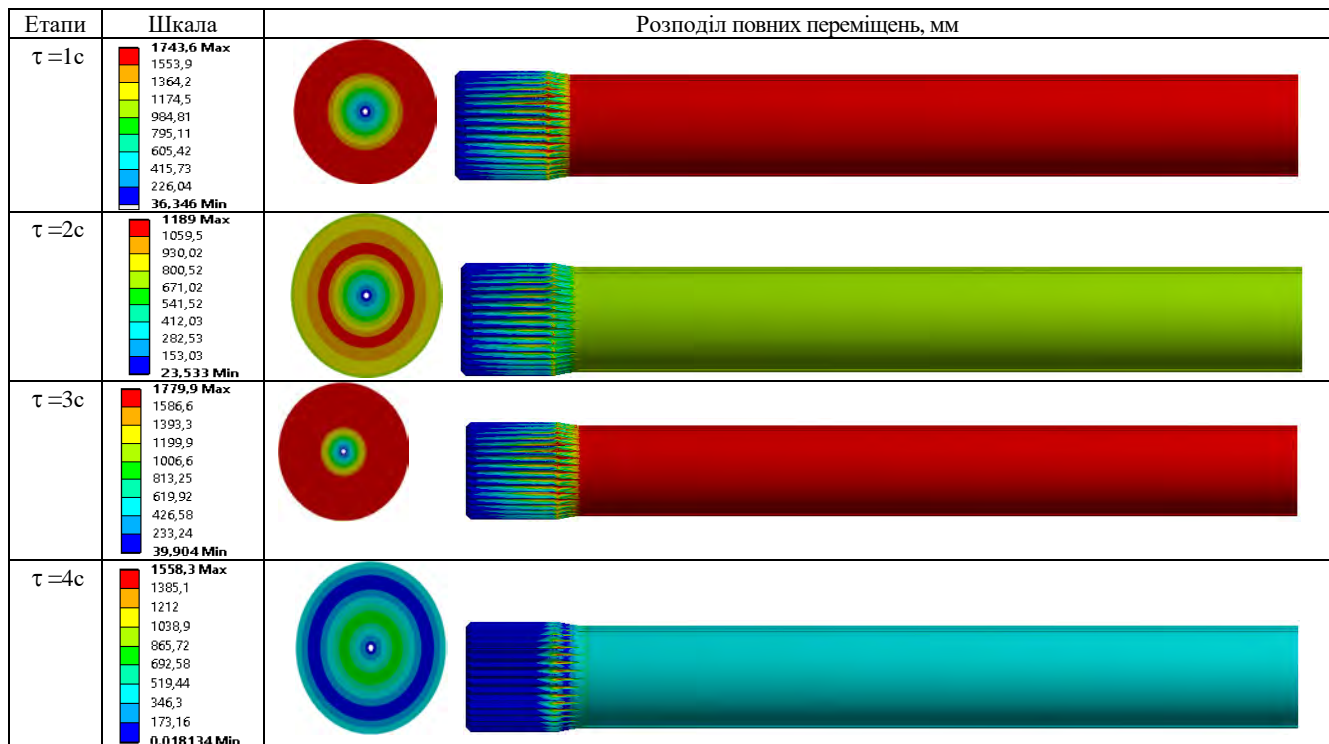


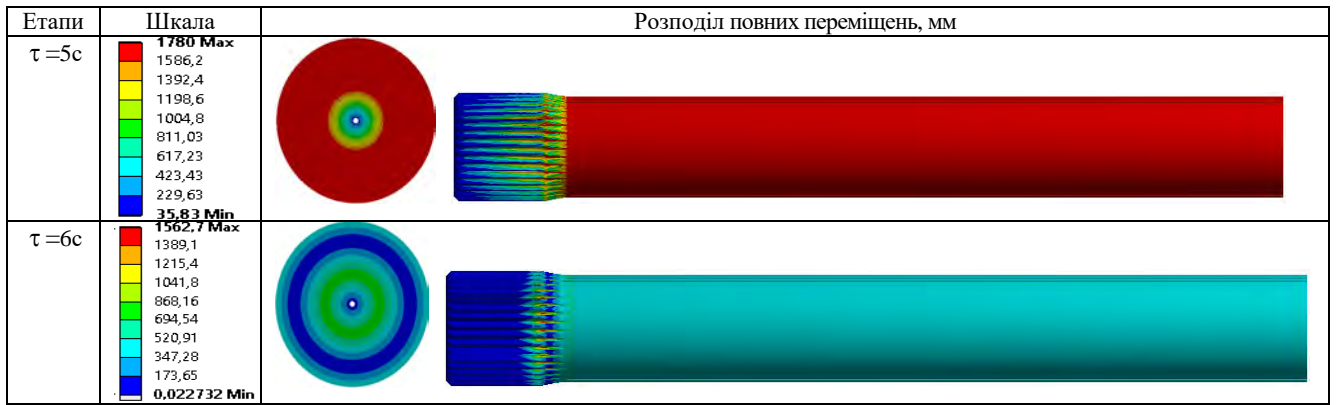
Рисунок 11 – Розподіл реактивного моменту (Н·мм) на різних етапах навантаження

Таблиця 5 – Розподіл еквівалентних напружень, МПа, залежно від параметра τ

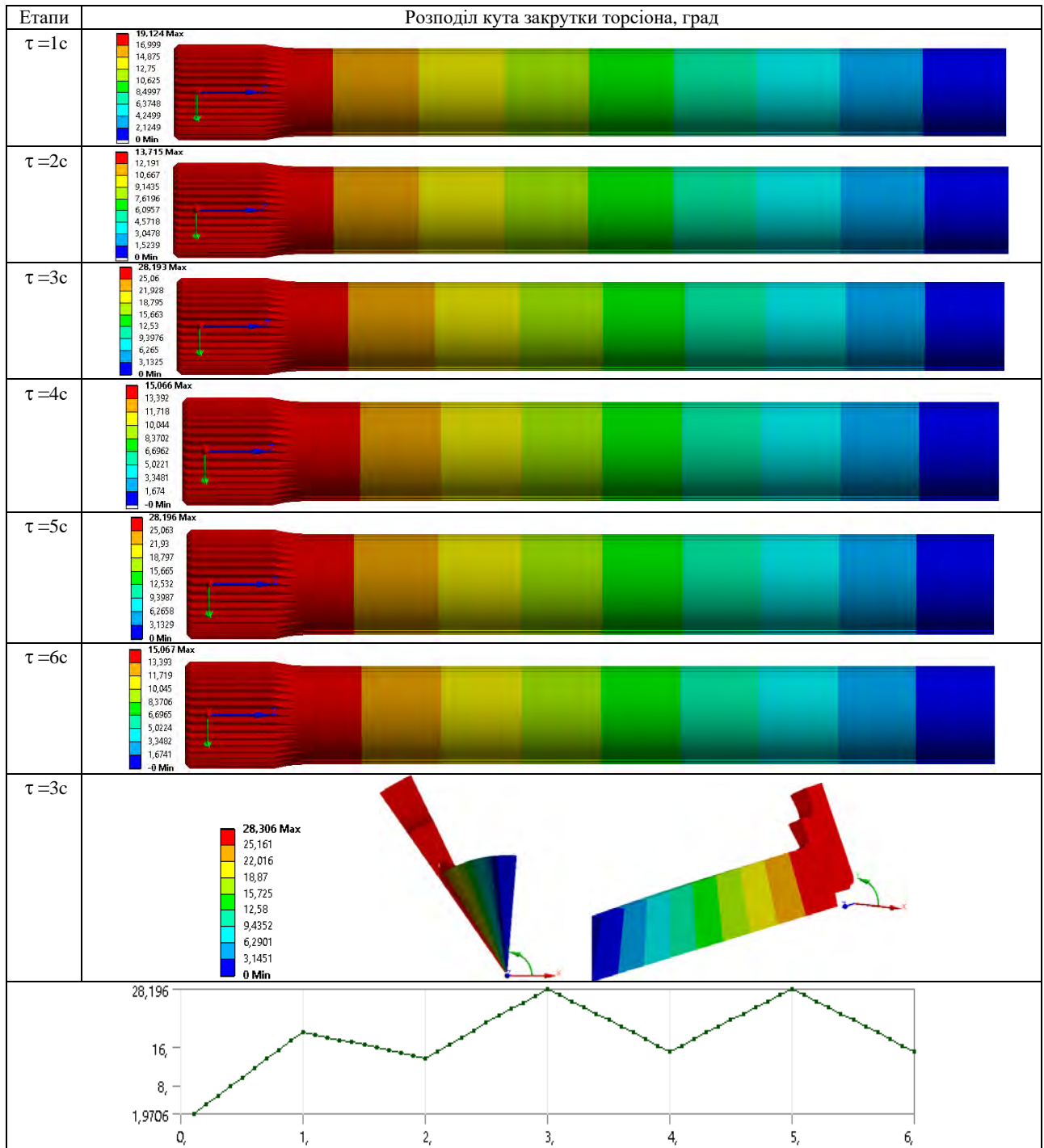


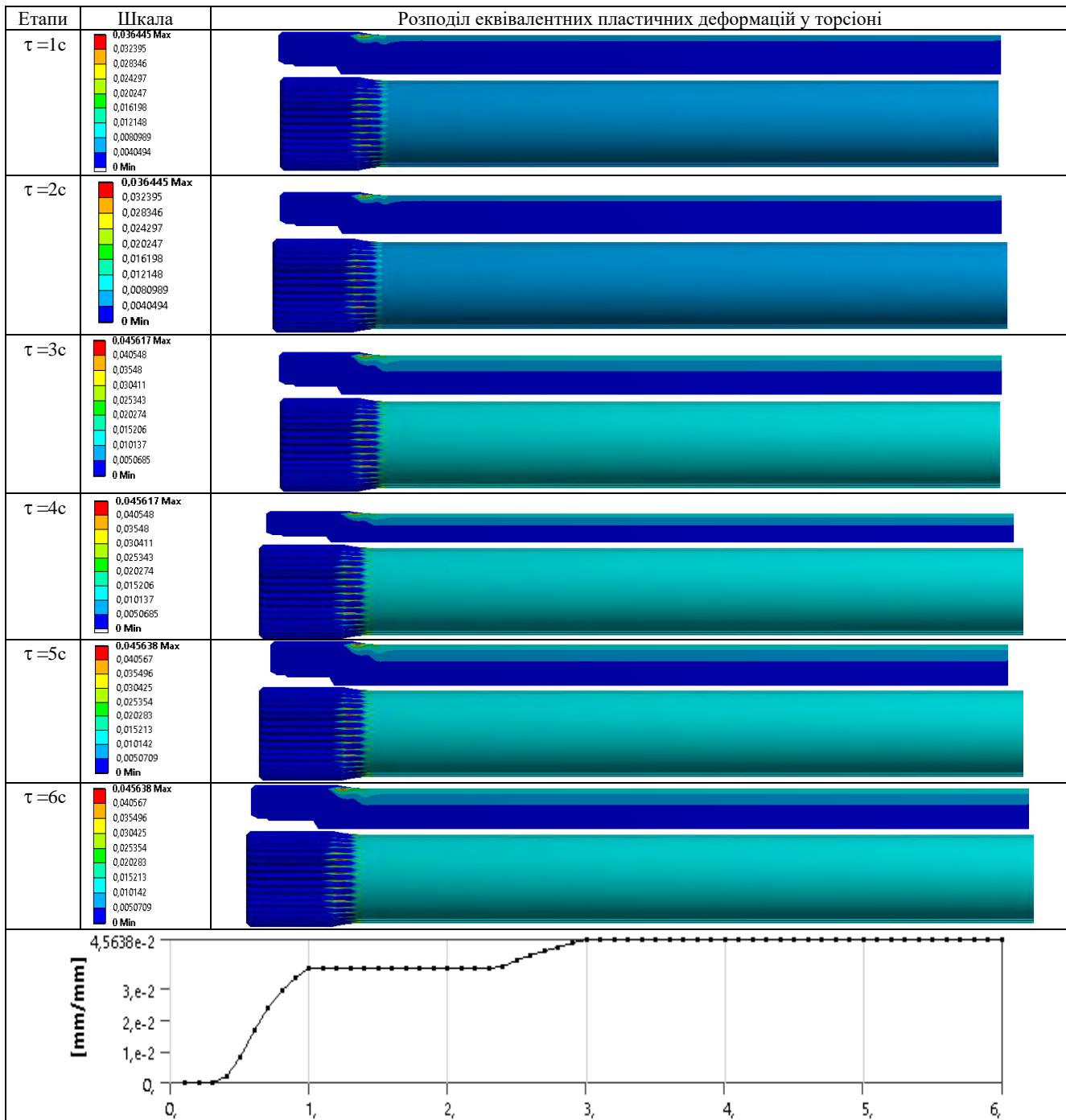
Таблиця 6 – Розподіл повних переміщень, мм, залежно від параметра τ





Таблиця 7 – Розподіл кута закрутки торсіона, град, залежно від параметра τ



Таблиця 8 – Розподіл еквівалентних пластичних деформацій у торсіоні залежно від параметра τ 

Аналіз отриманих результатів. Отримані результати досліджень дають підстави для таких висновків.

1. Як видно (табл. 1–8), у стеблі торсіонного вала реалізується близький до однорідного за поздовжньою координатою розподіл компонент НДС. Це – очікуваний результат.

2. Як видно (табл. 1–8), рівень еквівалентних напружень у головки торсіонного вала вищий, ніж у стеблі торсіонного вала. Особливо зростають напруження у впадинах шліців. Таким чином, міцність торсіонного вала за малих різниць діаметрів головки та стебла торсіонного вала визначається не стебловою його частиною, а головкою.

3. Уздовж осової координати напруження за Мізе-сом у головки торсіонного вала розподіляються нерівномірно. Найвищі напруження – у зоні, що примикає до

стебла торсіонного вала, найнижчі – на протилежному кінці головки.

4. При здійсненні процедури подвійного заневолювання торсіонних валів чітко прослідковується ефект сприятливого перерозподілу напружень та деформацій у стеблі торсіонного вала. Відповідно, матеріал стебла торсіонного вала після цієї технологічної операції працює без виникнення додаткових пластичних деформацій.

5. У стеблі торсіонного вала розподіл напружень у перерізі має очікуваний характер, який зумовлений чергуванням фаз активного навантаження та розвантаження. У цілому після подвійного заневолювання розподіл залишкових напружень є сприятливим із точки зору недопущення додаткових пластичних деформацій на фазі дії експлуатаційних навантажень.

6. У головці торсіонного вала напружено-деформований стан не корелює із НДС стебла торсіонного вала. Це зумовлено характером розподілу та перерозподілу контактної тиску при пружно-пластичному деформуванні матеріалу у зоні шліцевого сполучення.

7. При зменшенні діаметра головки торсіонного вала до рівня, який ненабагато перевищує діаметр стебла торсіонного вала, відбувається різке підвищення напружень та пластичних деформацій саме у головці вала. Це є несприятливою тенденцією, яку необхідно усувати конструктивно-технологічними засобами.

8. При зростанні діаметра головки торсіонного вала порівняно із стеблом торсіонного вала рівень напружень суттєво знижується (див. табл. 1–8) порівняно із номінальним варіантом.

9. Рівень пластичних деформацій досягає проміжного рівня на першому етапі заневолювання та максимального – на другому етапі заневолювання. При дії робочих навантажень додаткові пластичні навантаження не виникають.

Висновки.

1. У роботі описані удосконалені підхід, моделі, методи та спеціалізований програмно-моделний комплекс для дослідження напружено-деформованого стану торсіонних валів, що забезпечують виконання усіх типів аналізу, які потребуються.

2. Визначені чинники, які визначають міцність торсіонного вала за значень діаметрів головки торсіонного вала, що близькі до діаметрів стебла торсіонного вала. У випадку, що розглядається, це, у першу чергу, – міцність головки торсіонного вала.

3. Для прогнозування міцності та довговічності торсіонного вала незастосовні спрощені методика. Особливо це стосується аналізу НДС у області контактування шліцевого з'єднання.

4. Із метою підвищення міцності та довговічності торсіонних валів доцільно здійснювати низку заходів, серед яких, зокрема, – збільшення діаметра головки торсіонного вала або зміцнення матеріалу, особливо у зонах шліцевих впадин.

5. Дослідження, здійснені на тестовому варіанті ТВ, продемонстрували працездатність розробок та їх придатність для аналізу напружено-деформованого стану торсіонних валів різних варіантів виконання.

У подальшому створенні розробки планується застосувати до досліджень напружено-деформованого стану торсіонних валів систем підресорювання транспортних засобів, у т.ч. – спеціального призначення.

Список літератури

1. Кобаев В.П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. *Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник*. Москва: Машиностроение, 1985. 224 с.
2. Панасюк В. В., Андрейкин А. Е., Ковчик С. Е. *Методы оценки трещиностойкости конструкционных материалов*. Киев: Наукова думка, 1977. 280 с.
3. Буров С.С. *Конструкция и расчет танков*. Москва: ВАБТВ, 1973.
4. Бабашко Л. С., Захарова Е. Е., Кудрявцева Н. С., Сысоева В. С., Чумаков Г. А., Шарипова И. Х. Результаты контрольных испытаний торсионных серийных танков. *Вестник бронетанковой техники*. 1985. № 3.
5. V. Močilnik Nenad Gubeljak Jožef Predan Model for fatigue lifetime prediction of torsion bars subjected to plastic pre-setting. *Tehnicki Vjesnik*. 2011.18(4): 537-546.
6. V. Močilnik Nenad Gubeljak Jožef Predan Surface residual stresses induced by Torsional Plastic Pre-setting of Solid Spring Bar *International Journal of Mechanical Sciences*. 92 (2015). Pp. 269-278.
7. SUN Wei-qun, HE Feng-ming. Design and manufacture of vehicle torsion bar spring. [J]. *Automobile Science and Technology*. 2002, 2(2):23-27. (in Chinese).

8. G. Zhou, X. Li, Y. Shi, Y. Zhu, B. Xu Numerical simulation of the working process and life prediction of a tank torsion shaft. *Journal of Mechanical Strength*. 2006, 28(4): pp. 578–581.
9. Ткачук Н.А., Гриценко Г. Д., Чепурной А.Д., Орлов Е. А., Ткачук Н. Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризационного описания. *Механика та машинобудування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2006, №1. С. 57-79.
10. Maryna Bondarenko, Mykola A. Tkachuk, Andriy Grabovskiy, Iryna Hrechka. «Substantiation of thin-walled structures parameters using nonlinear models and method of response surface analysis». *International Journal of Engineering Research in Africa*. Vol. 44, pp. 32-43, 2019 doi:10.4028/www.scientific.net/JERA.44.32 <https://www.scientific.net/JERA.44.32>
11. Ткачук М.А., Бондаренко М.О., Шейченко П.І., Грабовський А.В., Ткачук М.М., Гусев Ю.Б., Набоков А.В. Обгрунтування раціональних технічних рішень у ході проектних досліджень інноваційних тонкостінних конструкцій. *Механіка та машинобудування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2019, №1. С. 24–35.
12. Tkachuk M. M., Grabovskiy A., Tkachuk M. A., Saverska M., Hrechka I. A semi-analytical method for analys of contact interaction between structural elements along aligned surfaces. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 1/7 (103). 2020. Pp. 16-25. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.193985.
13. Tkachuk M.M., Skripchenko N., Tkachuk M.A., Grabovskiy A. Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 5/7 (95). 2018. Pp. 22-31. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.143193.
14. B.S. Slobodyan, B.A. Lyashenko, N.I. Malanchuk, V.E. Marchuk, R.M. Martynuk Modeling of contact interaction of periodically textured bodies with regard for frictional slip. *Journal of Mathematical Sciences*. 215 (1), 110-120 (2016).
15. O. P. Kozachok, B. S. Slobodian, R. M. Martynuk Contact of two elastic bodies with wavy topography in the presence of gases in gaps/ *Materials Science*. 54(2), 194-201 (2018).
16. N. I. Malanchuk, B. S. Slobodian, R. M. Martynuk Friction Sliding of Elastic Bodies in the Presence of Subsurface Inclusions. *Materials Science*. 2017. 52(6), pp. 819-826.
17. Васильду К. *Вариационные методы в теории упругости и пластичности*. Москва: Мир, 1987. 542 с, ил.
18. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. Butterworth-Heinemann, 2013. 756 P. ISBN: 1856176339.

References (transliterated)

1. Kogaev V.P., Mahutov N. A., Gusenkov A. P. *Raschety detalej mashin i konstrukcij na prochnost' i dolgovechnost': Spravochnik*. Moskva: Mashinostroenie, 1985. 224 p.
2. Panasjuk V. V., Andrejkin A. E., Kovchik S. E. *Metody ocenki treshhinostojkosti konstrukcionnyh materialov*. Kiev: Naukova dumka, 1977. 280 p.
3. Burov S. S. *Konstrukcija i raschet tankov*. Moskva: VABTV, 1973.
4. L. S. Babashko, E. E. Zaharova, N. S. Kudjaveva, V. S. Sysoeva, G. A. Chumak, I. X. Sharipova Rezultaty kontrolnyh ispytanyj torsionov serijnyh tankov. *Vestnik bronetankovoj tehniki*. no. 3, 1985.
5. V. Močilnik Nenad Gubeljak Jožef Predan Model for fatigue lifetime prediction of torsion bars subjected to plastic pre-setting. *Tehnicki Vjesnik* 2011. 18(4):537-546.
6. V. Močilnik Nenad Gubeljak Jožef Predan Surface residual stresses induced by Torsional Plastic Pre-setting of Solid Spring Bar *International Journal of Mechanical Sciences*. 92 (2015), pp. 269-278.
7. SUN Wei-qun, HE Feng-ming. Design and manufacture of vehicle torsion bar spring. [J]. *Automobile Science and Technology*. 2002, 2(2):23-27. (in Chinese).
8. G. Zhou, X. Li, Y. Shi, Y. Zhu, B. Xu Numerical simulation of the working process and life prediction of a tank torsion shaft. *Journal of Mechanical Strength*. 2006, 28(4): 578–581.
9. Tkachuk N.A., Gricenko G. D., Chepurnoj A.D., Orlov E. A., Tkachuk N. N. Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem: tehnologija avtomatizirovannoj generacii i parametrizovannogo opisanija. *Mehaniка та mashinobuduvannja*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2006, no.1, pp. 57-79.
10. Maryna Bondarenko, Mykola A. Tkachuk, Andriy Grabovskiy, Iryna Hrechka. «Substantiation of thin-walled structures parameters using nonlinear models and method of response surface analysis». *International Journal of Engineering Research in Africa*. 2019, vol. 44, pp. 32-43,

- doi:10.4028/www.scientific.net/JERA.44.32
<https://www.scientific.net/JERA.44.32>
11. Tkachuk M.A., Bondarenko M.O., Shejchenko R.I., Grabovskiy A.V., Tkachuk M.M., Gusyev Yu.B., Nabokov A.V. Obg`runtuvannya racional`ny`x texnichny`x rishen` u xodi proektny`x doslidzen` innovacijny`x tonkostinny`x konstrukcij. *Mexanika ta mashynobuduvannya*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2019, no.1, pp. 24–35.
 12. Tkachuk M. M., Grabovskiy A., Tkachuk M. A., Saverska M., Hrechka I. A semi-analytical method for analys of contact interaction between structural elements along aligned surfaces. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 1/7 (103), 2020, pp. 16-25. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.193985.
 13. Tkachuk M.M., Skripchenko N., Tkachuk M.A., Grabovskiy A.. Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 5/7 (95), 2018, pp. 22-31. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.143193.
 14. B.S. Slobodyan, B.A. Lyashenko, N.I. Malanchuk, V.E. Marchuk, R.M. Martynyak Modeling of contact interaction of periodically textured bodies with regard for frictional slip. *Journal of Mathematical Sciences*. 215 (1), 110-120
 15. O.P.Kozachok, B. S. Slobodian, R. M. Martynyak Contact of two elastic bodies with wavy topography in the presence of gases in gaps. *Materials Science*. 54(2), 194-201 (2018).
 16. N. I. Malanchuk, B. S. Slobodian, R. M. Martynyak Friction Sliding of Elastic Bodies in the Presence of Subsurface Inclusions. *Materials Science*. 2017. 52(6), pp. 819-826.
 17. Vasilzhu K. *Variacionnye metody v teorii uprugosti i plastichnosti*. Moskva.: Mir, 1987. 542 p, il.
 18. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p. ISBN: 1856176339.

Надійшла (received). 12.12.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andrey) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola Mykolayovych) – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org

Заворотний Антон Валерійович (Заворотный Антон Валерьевич, Zavorotnii Anton) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна.

Куценко Сергій Володимирович (Куценко Сергей Владимирович, Kutsenko Serhii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна, e-mail: skutsenko@tmm-sapr.org.

Саверська Марія Сергіївна (Саверская Мария Сергеевна, Saverska Mariia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9271-9586>; e-mail: m.saverska@tmm-sapr.org

Клочков Ілля Євгенович (Клочков Илья Евгеньевич, Klochkov Illia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-01; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4923-2833>; e-mail: s008@tmm-sapr.org

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Зінченко Олена Іванівна (Зинченко Елена Ивановна, Zinchenko Olena) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; e-mail: zinchenko.zinchenko@gmail.com

Дерев'янкін Роман Павлович (Деревянкин Роман Павлович, Dereviankin Roman) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент гр. МІТ-220м, м. Харків, Україна; e-mail: romanderevyankin@ukr.net

***А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, А. В. НАБОКОВ, О. В. ЛИТВИНЕНКО, Г. В. ТКАЧУК,
О. М. РІКУНОВ, С. В. КУЦЕНКО, В. В. ПАНЧЕНКО, Д. В. КИСЛИЦЯ***

АНАЛІЗ РЕАКЦІЇ ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ МАШИН НА ДІЮ ПОЛІМПУЛЬСНИХ СИЛ

У сучасних умовах в арміях різних країн широко застосовуються легкоброньовані машини із потужними модулями озброєння. Ці модулі оснащуються малокаліберними автоматичними гарматами, які мають темп стрільби кілька сотень пострілів на хвилину і високий рівень сил віддачі. Більш того, існують тенденції як до зростання темпу стрільби, так – і калібру озброєння (а, відповідно, і сил віддачі). Враховуючи, що модулі озброєння опираються на остов машини, який має більш високі характеристики податливості, ніж бойові машини важкої категорії за масою, актуальною стає проблема визначення реакції системи «модуль озброєння – бронекорпус – підвіска» на дію зусиль віддачі із метою забезпечення, з одного боку, міцності бронекорпусів, а, з іншого, – зниження навантажень на систему наведення і стабілізації озброєння при здійсненні стрільби. Для дослідження реакції елементів легкоброньованих машин на дію реактивних сил віддачі при здійсненні пострілів чергою із бойових модулів побудовані чисельні моделі із невеликою кількістю ступенів вільності. Із використанням цих моделей досліджена реакція динамічної системи на дію низки імпульсів. Ці імпульси викликані дією сил віддачі при здійсненні пострілів із бойових модулів. Установлені характерні особливості часових розподілів переміщень певних точок системи, що досліджується.

Ключові слова: легкоброньована машина; модуль озброєння; малокаліберна автоматична гармата; сила віддачі; система наведення і стабілізації озброєння; динамічна система; чисельне моделювання; метод скінченних елементів; власна частота коливань

***А. В. ГРАБОВСКИЙ, Н. Н. ТКАЧУК, А. В. НАБОКОВ, А. В. ЛИТВИНЕНКО, А. В. ТКАЧУК,
О. Н. РИКУНОВ, С. В. КУЦЕНКО, В. В. ПАНЧЕНКО, Д. В. КИСЛИЦА***

АНАЛИЗ РЕАКЦИИ ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ МАШИН НА ДЕЙСТВИЕ ПОЛИИМПУЛЬСНЫХ СИЛ

В современных условиях в армиях разных стран широко применяются легкобронированные машины с мощными модулями вооружения. Эти модули оснащаются малокалиберными автоматическими пушками, которые имеют темп стрельбы несколько сотен выстрелов в минуту и высокий уровень сил отдачи. Более того, существуют тенденции как к росту темпа стрельбы, так и калибра вооружения (а, соответственно, и сил отдачи). Учитывая, что модули вооружения опираются на остов машин, который имеет более высокие характеристики податливости, чем боевые машины тяжелой категории по массе, актуальной становится проблема определения реакции системы «модуль вооружения - бронекорпус - подвеска» на действие сил отдачи с целью обеспечения, одной стороны, прочности бронекорпусов, а с другой - снижения нагрузок на систему наведения и стабилизации вооружения при осуществлении стрельбы. Для исследования реакции элементов легкобронированных машин на действие реактивных сил отдачи при осуществлении выстрелов очередию из боевых модулей построены многочисленные модели с небольшим количеством степеней свободы. С использованием этих моделей исследована реакция динамической системы на действие ряда импульсов. Эти импульсы вызваны действием сил отдачи при осуществлении выстрелов из боевых модулей. Установлены характерные особенности временных распределений перемещений определенных точек исследуемой системы.

Ключевые слова: легкобронированная машина; модуль вооружения; малокалиберная автоматическая пушка; сила отдачи; система наведения и стабилизации вооружения; динамическая система; численное моделирование; метод конечных элементов; собственная частота колебаний

***A. GRABOVSKIY, M. M. TKACHUK, A. NABOKOV, O. LYTVYNYENKO, G. TKACHUK,
O. RIKUNOV, S. KUTSENKO, V. PANCHENKO, D. KISLITZA***

ANALYSIS THE REACTION OF LIGHTARMOR MACHINES ON THE ACTION OF POLYPULSES FORCES

In modern conditions, lightarmored vehicles with powerful weapon modules are widely used in the armies of different countries. These modules are equipped with small-caliber automatic cannons, which have a rate of fire of several hundred rounds per minute and a high level of recoil forces. Moreover, there are tendencies towards an increase in the rate of fire and the caliber of weapons (and, accordingly, recoil forces). Considering that weapon modules rely on the lightarmored vehicles skeleton, which has higher responsiveness characteristics than heavy combat vehicles in terms of weight, the problem of determining the reaction of the «weapon module - armored hull - suspension» system to the action of recoil forces in order to ensure on the one hand, the strength of armored hulls, and on the other hand, reducing the load on the guidance and stabilization system of weapons during firing. To study the response of elements of lightly armored vehicles to the action of recoil forces when firing a burst of combat modules, numerous models have been built with a small number of degrees of freedom. Using these models, the reaction of a dynamic system to the action of a number of impulses was investigated. These impulses caused by the action of recoil forces when firing shots from combat modules.

Keywords: lightlyarmored vehicle; weapon module; small-bore automatic cannon; recoil force targeting and weapon stabilization system; dynamic system; numerical modeling; method of finite elements; natural vibration frequency

Вступ. У сучасних умовах в арміях різних країн широко застосовуються легкоброньовані машини (ЛБМ) із потужними модулями озброєння (бойові модулі) [1–5]. Як правило, ці модулі оснащуються малокаліберними автоматичними гарматами (МАГ), які мають темп стрільби кілька сотень пострілів на хвилину і високий рівень сил віддачі. Більш того, існують тенденції як до зростання темпу стрільби, так – і калібру озброєння (а, відповідно, і сил віддачі). Враховуючи, що модулі озброєння опираються на

остов ЛБМ, який має більш високі характеристики податливості, ніж бойові машини важкої категорії за масою, актуальною стає проблема визначення реакції системи «модуль озброєння – бронекорпус – підвіска» на дію зусиль віддачі із метою забезпечення, з одного боку, міцності бронекорпусів, а, з іншого, – зниження

© А. В. Грабовський, М. М. Ткачук, А. В. Набоков, О. В. Литвиненко, Г. В. Ткачук, О. М. Рікунов, С. В. Куценко, В. В. Панченко, Д. В. Кислиця, 2021

навантажень на систему наведення і стабілізації озброєння при здійсненні стрільби. На вирішення цієї актуальної проблеми спрямовані дослідження, описані у цій роботі.

Аналіз існуючих методів досліджень динамічних процесів при дії серії імпульсів.

Як уже зазначалося (див. вище), модулі озброєння у ході стрільби чергою чинять поліімпульсний вплив на бронекорпус і підвіску через погон. Якщо подавати бойову машину традиційною динамічною багатомасовою системою [4, 6, 7], то для моделювання реакції цієї системи на дію гармонійного збудження існує потужний математичний апарат [4, 6–14]. Крім того, для моделювання збудження силами із довільним законом розподілу зовнішніх сил у часі можливе (у рамках багатомасової моделі) чисельне інтегрування рівнянь руху [4, 7, 8, 15].

Разом із тим при спробі застосування цих підходів до моделювання реакції таких систем на дію реактивних сил віддачі стикаємося із певними проблемами. Це викликано тим, що характер збурення – не гармонійний і не полігармонійний, а зі складним законом часового розподілу – поліімпульсний, тобто серія імпульсів. Крім того, тривалість кожного окремого імпульсу у черзі пострілів складає мілісекунди, а інтервал між імпульсами – десятки мілісекунд. Тому при застосуванні чисельних методів інтегрування крок за часом слід обирати якомога меншим (у всякому разі – на порядок меншим за тривалість одиничного імпульсу сили віддачі). Якщо при цьому використовується система із великою кількістю ступенів вільності (та із урахуванням варіювання проектних параметрів), то саме тільки розв'язання задач аналізу динамічних процесів тягне за собою необхідність залучення великого обсягу обчислювальних ресурсів.

Якщо мова йде про обґрунтування раціональних технічних рішень, то потрібний обсяг обчислювальних ресурсів значно зростає.

Таким чином, виникає актуальна задача визначення якісного характеру реакції динамічної системи на дію системи імпульсів на прикладі простого об'єкту. Цей аспект досліджень описаний у поданій статті на розвиток [15].

Мета роботи – побудова тестової моделі та здійснення пробного аналізу її реакції на дію поліімпульсного збудження.

Загальний підхід до аналізу реакції динамічної системи на дію поліімпульсного збудження. У ході аналізу реакції динамічної системи на довільно розподілену у часі силу натеper широко застосовується метод скінченних елементів [6–8, 15]. При цьому система диференціальних рівнянь має вигляд

$$M\ddot{u} + K\dot{u} + Cu = f(t), \quad (1)$$

де M , K , C – матриці мас, демпфірування і жорсткості відповідно; u – вектор вузлових параметрів (узагальнені координати); $f(t)$ – вектор вузлових навантажень, розподілених у часі

t , із компонентами $f_i(t)$.

Якщо напряму застосувати для інтегрування рівнянь (1) існуючі методи, то для випадку $f(t)$ у вигляді поліімпульсних сил потрібно, як уже зазначалося, залучати значні обчислювальні ресурси.

Крім того, у ході інтегрування такої системи із багатьма ступенями вільності затіняються якісні ефекти, що викликаються саме специфічними особливостями діючого зовнішнього збурення. Разом із тим слід відзначити, що такі сили діють тільки на обмежену кількість вузлів скінченно-елементної моделі. При цьому віддалена від цих вузлів частина скінченно-елементної моделі має характеристики, які інтегрально можна подати у вигляді обмеженої підмоделі із меншою кількістю вузлів. У результаті система (1) зводиться до вигляду

$$M^{\sim}\ddot{u}^{\sim} + K^{\sim}\dot{u}^{\sim} + C^{\sim}u^{\sim} = f^{\sim}(t), \quad (2)$$

де змінені матриці M^{\sim} , K^{\sim} , C^{\sim} та вектори u^{\sim} , f^{\sim} мають значно менші розмірності, ніж для повної моделі. Разом із тим якісні особливості часового розподілу $u^{\sim}(t)$ відповідають за характером $u(t)$.

У крайньому випадку для системи із одним ступенем вільності маємо скалярне рівняння

$$m\ddot{u} + k\dot{u} + cu = f(t), \quad (3)$$

де m – маса; k – коефіцієнт демпфірування; c – жорсткість; u – переміщення; $f(t)$ – часовий розподіл сили збурення.

Для цього випадку існують аналітичні розв'язки [15, 16]. Зокрема, для такої системи визначені умови реалізації ударного резонансу:

$$p = n \cdot \omega, \quad \omega = n \cdot p, \quad (4)$$

де n – кратність (дольність) дії імпульсних сил із частотою p порівняно із власною частотою коливань ω . Тут $n = 1, 2, 3, \dots$

Для системи (2) такий підхід може бути застосований у двох напрямках:

1) визначається спектр власних частот коливань ω_i^{\sim} ;

2) визначається реакція системи (2) на дію $f^{\sim}(t)$ у вигляді $u^{\sim}(t)$, яке отримується шляхом чисельного інтегрування.

Таким чином, отримується серія характеристик і часових розподілів, які є основою для розроблення певних рекомендацій, що розповсюджуються на повну систему (1).

Результати розв'язання тестових задач. Для аналізу реакції ЛБМ на дію серії імпульсів побудовано низку скінченно-елементних моделей різного ступеня деталізації. На рис. 1 наведена геометрична модель досліджуваного бронекорпусу та її спрощений одномасовий варіант, на рис 2 – груба та більш точна скінченно-елементна моделі

бронекорпусу (див. рис. 1), а на рис 3 – спектр власних коливань для одномасової системи. На рис. 4–9 та у табл. 1, 2 наведені інші результати досліджень.

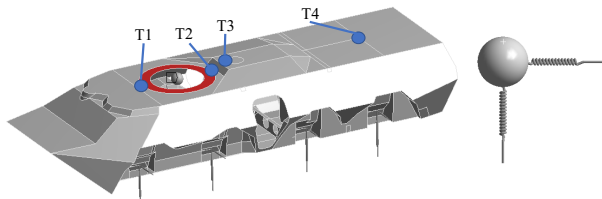


Рисунок 1 – Точки контролю часових розподілів їх переміщень та спрощена одномасова система

На рис. 8 наведені спектри власних форм і частот коливань, отримані для моделей (див. рис. 2), а у табл. 1 – часові розподіли коливань окремих точок досліджуваних моделей (див. рис. 1). Зокрема, поперечні коливання умовного «дульного зрізу», що характеризують відхилення снаряду від номінального напрямку на ціль, за різних частот прикладання імпульсів мають різний характер часового розподілу. За певних параметрів спостерігається «розгойдування» досліджуваної системи. Ці параметри відповідають умовам (4), які справедливі для системи із одним ступенем вільності.

На додаток до постановки, наведеної у роботі [15], було досліджено також збудження із частотою, удвічі нижчою за частоту власних коливань.

Як впливає із отриманих результатів, для дольних (відносно власних) частот збудження спостерігаються ті ж закономірності ударного резонансу, що і для основної частоти. Отже, на дольних частотах відбувається збудження

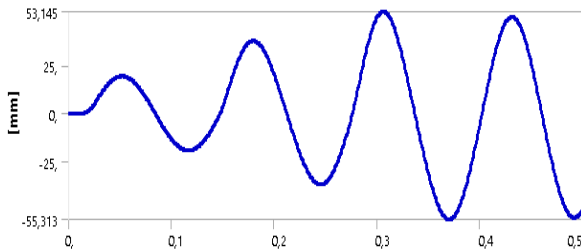


Рисунок 4 – Вертикальні переміщення одномасової системи, м, у часі

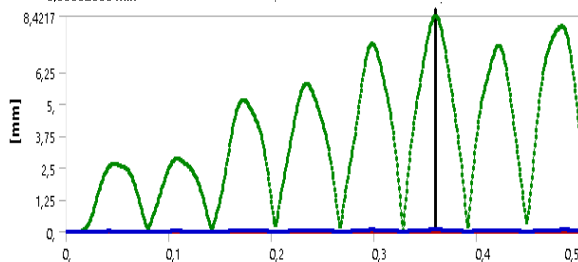
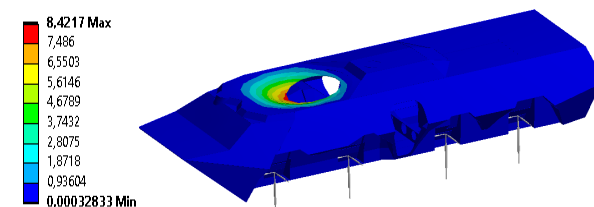


Рисунок 6 – Максимум повних переміщень у моделі (а), мм, (див. рис 2, а)

коливальних процесів із «розгойдуванням» системи. Причому цей ефект подібний у своєму прояві як для повної скінченно-елементної моделі, так і для спрощеної, а також – для найпростішої одномасової із відповідною власною частотою коливань.

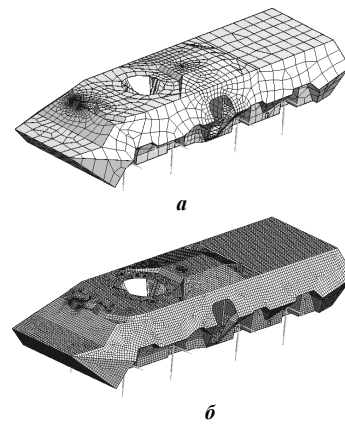


Рисунок 2 – Скінченно-елементні тестові моделі а (груба) та б (точна) корпусу ЛБМ (товщина бронекорпусу 8 мм)

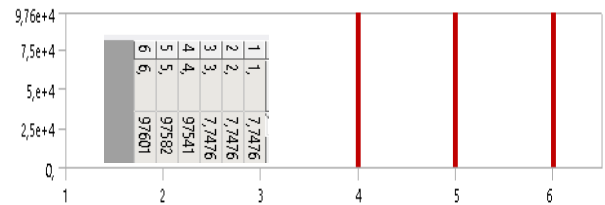


Рисунок 3 – Спектр власних частот коливань для одномасової системи

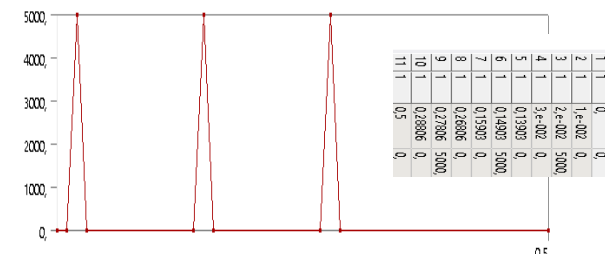


Рисунок 5 – Часовий розподіл тестових реактивних сил віддачі (Н) у часі (с)

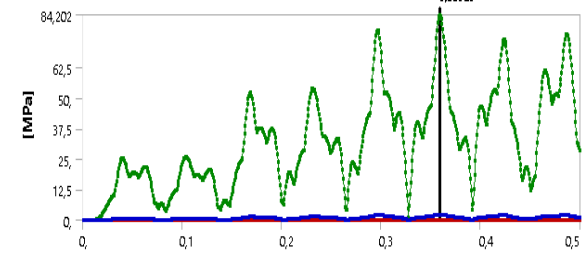
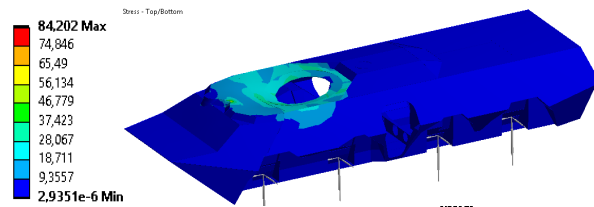
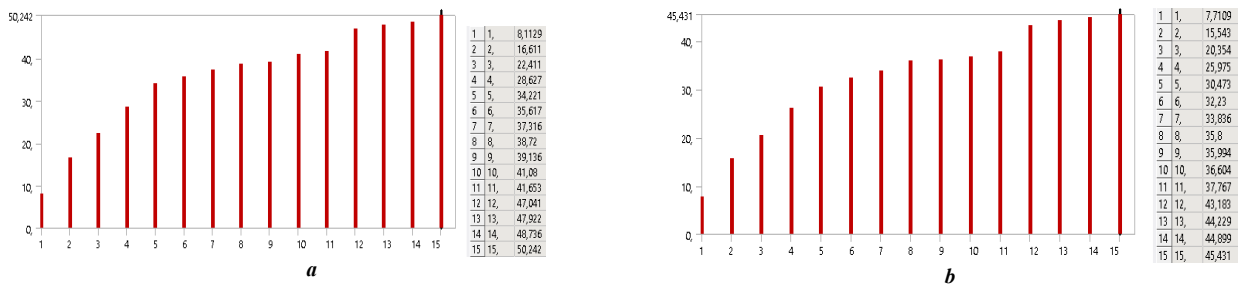


Рисунок 7 – Розподіл еквівалентних напружень у моделі (а), МПа, (див. рис 2, а)

Рисунок 8 – Спектр власних частот коливань, Гц, для досліджених моделей *a* і *b* (див. рис. 2)

Таблиця 1 – Розподіл переміщення точок контролю часових переміщень, мм, уздовж поздовжньої та вертикальної осей для різних скінченно-елементних тестових моделей (див. рис. 2)

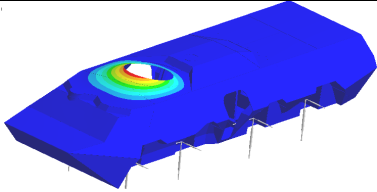
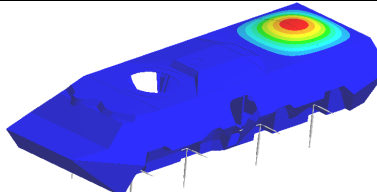
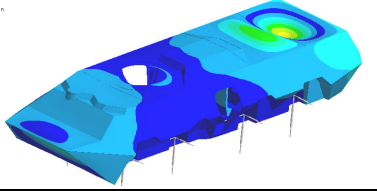
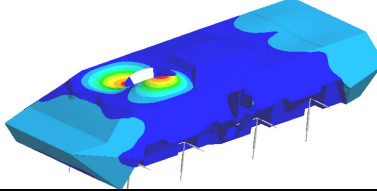
№ точки (див. рис. 2)	Переміщення уздовж поздовжньої осі		Переміщення уздовж вертикальної осі	
	<i>Модель а</i>			
1				
2				
3				
4				
	<i>Модель б</i>			
1				
2				
3				
4				

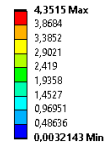
Разом із тим є і відмінності. Вони полягають у тому, що для систем із великою кількістю ступенів вільності при дії поліімпульсних сил збуджується не тільки власна форма коливань, яка відповідає основній гармоніці збудження, але й інші. Тобто на часовому розподілі переміщень точок системи присутні складові від інших власних форм коливань. Це відрізняє контрольовані процеси у найпростіший

одномасовій та більш складних системах. Причому чим більше ступенів вільності у системі, тим більше «побічних» додаткових складових у коливальному процесі.

Таким чином, отримані результати дають підстави для висновку про застосовність запропонованого підходу [15] до багатоваріантних досліджень реакції досліджуваної системи на серію імпульсних збуджень від дії реактивних сил віддачі.

Таблиця 2 – Спектр власних форм коливань моделі бронекорпусу (див рис. 2, б)

№ форми	Власні форми коливань	№ форми	Власні форми коливань
1		2	
6		10	



4.3515 Max
3.8694
3.3872
2.9021
2.419
1.9358
1.4527
0.96951
0.48636
0.0032143 Min

Разом із тим слід зазначити, що прослідковуються також і додаткові обмеження. Вони полягають у взаємовпливі двох чинників:

1) у розкладі умовної сили віддачі при здійсненні пострілів із озброєння бойових модулів ЛБМ у ряд Фур'є присутня нескінченна кількість гармонік

$$f_i(t) = Q_i + \sum_{j=1}^{\infty} A_{ij} \cos(j\omega t) + \sum_{j=1}^{\infty} B_{ij} \cos(j\omega t),$$

де Q_i , A_{ij} , B_{ij} – коефіцієнти рядів Фур'є. Відповідно, збуджуються коливання системи на усіх власних частотах q_s ($s = 1, 2, \dots$), для яких $q_s \approx j\omega$, де s, j – деякі натуральні числа;

2) збудливість різних форм коливань різними складовими зовнішньої сили неоднакова. При цьому важливо, що у різних зонах бронекорпусу ця ступінь збудливості впливає на характеристики жорсткості та міцності теж неоднаково. Крім того, це ще й по-своєму чинить вплив на збурення коливань бойового модуля (а із цим – і на точність стрільби, і на напруженість).

Таким чином, задача аналізу впливу сил віддачі при стрільбі із озброєння бойових модулів на тактико-технічні характеристики легкоброньованих машин набуває багатофакторного характеру. Також слід додатково враховувати вплив демпфірування, яке є важливим чинником, особливо на високих частотах коливань.

Висновки.

1. Запропонований підхід до аналізу реакції системи «модуль озброєння – бронекорпус – підвіска» на дію серії імпульсів від реактивних сил віддачі продемонстрував свою застосовність.

2. За певних умов (кратність – дільність частоти дії імпульсів порівняно із власними частотами коливань досліджуваної системи) реалізується «ударний резонанс», тобто зростання амплітуд коливань від попереднього імпульсу до наступного.

3. Результати попередніх досліджень тестових моделей є основою для формувань критеріїв відлаштування від резонансних режимів при дії поліімпульсних збурень від реактивних сил віддачі у процесі стрільби.

У подальшому плануються дослідження динамічних процесів у легкоброньованих машинах у руслі застосування запропонованого підходу.

Список літератури

- Чепков І. Б., Голуб В. А., Купріненко О. М., Лапицький С. В. Концептуальний підхід до формування перспективних типів бойових броньованих машин. *Науково-теоретичний та науково-практичний журнал*. 2013. № 2. С. 35-41.
- Чепков І. Б. Основні напрями розвитку озброєння і військової техніки. *Організаційні і економічні механізми державної підтримки оборонної промисловості. Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України: Інформаційно-комунікативний захід*. Київ: ТОВ "Міжнародний виставковий центр". 2015. С. 8-14.
- Чепков І. Б., Нор П. І. Загальні тенденції розвитку озброєння та військової техніки. *Озброєння та військова техніка*. 2014. № 1. С. 4-13.
- Толстолуцкий В. А. *Математическое моделирование и анализ процессов в шасси колесных и гусеничных машин* / В. А. Толстолуцкий; под ред. Д. О. Волонцевича. Харьков: НТУ «ХПИ», 2013. 171 с.
- G. Liu [et al.] Dynamic Virtual Prototyping Modeling and Simulation of Special Vehicle. *Appl. Math*. 2015. Vol. 9. №. 2L. P. 627-636.
- Ткачук Н. А. [и др.]. Ударные резонансы в бронекорпусах военных гусеничных и колесных машин при осуществлении стрельбы. *Интегрированные технологии та энергосбережения*. 2014. № 3. С. 137-144.
- Мельник Б. А. К вопросу о влиянии поперечно-угловых колебаний корпуса легкобронированных колесных машин на точность стрельбы. *Механика та машинобудування*. Х: НТУ «ХПИ». 2012. № 2. С. 118-121.
- Танченко А. Ю., Ткачук М. А., Набоков А. В., Грабовський А. В., Малакей А. М. Нелінійні коливання елементів легкоброньованих машин: модельні задачі та якісні особливості. *Вісник НТУ «ХПИ», серія: Транспортне машинобудування*. 2018. № 29 (1305). С. 108-128.
- Jeng-Tzong C., Jia-Wei L., Kuen-Ting L. Analytical and numerical studies for solving Steklov eigenproblems by using the boundary integral equation method/boundary element method. *Engineering Analysis with Boundary Elements*. 2020, vol. 114, pp. 136-147.
- Zhang Y. P., Wang C. M., Pedroso D. M., Zhang H. Extension of Hencky bar-net model for vibration analysis of rectangular plates with rectangular cutouts. *Journal of Sound and Vibration*. 2018, vol. 432, pp. 65-87.
- Smetankina N. V., Shupikov A. N., Sotrikhin S. Yu., Yareschenko V. G. Dynamic response of an elliptic plate to impact loading. Theory and experiment. *International Journal of Impact Engineering*. 2007, vol. 34, no. 2, pp. 264-276.
- Chakraverty S., Laxmi Behera. Free vibration of rectangular nanoplates using Rayleigh-Ritz method. *Physica E*. 2014, no.56, pp. 357-363.
- Datta N. A., Thekinen J. D. Rayleigh-Ritz based approach to characterize the vertical vibration of non-uniform hull girder. *Ocean Engineering*. 2016, no. 125, pp. 113-123.
- Shia D., Liua T., Wangb Q., Lan Q. Vibration analysis of arbitrary straight-sided quadrilateral plates using a simple first-order shear deformation theory. *Results in Physics*. 2018, no. 11, pp. 201-211.
- Ткачук М. А., А. В. Набоков, А. В. Грабовський, [и др.]. Аналіз реакції тестових просторових конструкцій корпусів

легкоброньованих машин на дію серії імпульсів. *Вісник НТУ «ХПІ», серія: Машинознавство та САПР*. 2020. № 2. С. 116–138.

16. Пановко Я. Г., Губанова И. И. *Устойчивость и колебания упругих систем*. Москва: Наука, 1979. 384 с.

References (transliterated)

1. Chepkov I. B., Golub V. A., Kuprinenko O. M., Lapy'cz'ky'j S. V. Konceptual'ny'j pidxid do formuvannya perspekty'vny'x ty'piv bojovy'x bron'ovany'x mashyn. *Naukovo-teorety'chny'j ta naukovo-prakty'chny'j zhurnal*. 2013, no. 2, pp. 35–41.
2. Chepkov I. B. Osnovni napryamy' rozvy'tku ozbrojennya i vijs'kovoyi tekhniky'. *Organizacijni i ekonomichni mexanizmy' derzhavnoyi pidtry'mky' oboronnoyi promy'slovosti. Perspekty'vy' naukovo-tekhnologichnogo zabezpechennya oboronno-promy'slovogo kompl-ksu Ukrainy': Informacijno-komunikaty'vny'j zaxid*. Ky'viv: TOB "Mizhnarodny'j vy'stavkovy'j centr". 2015, pp. 8–14.
3. Chepkov I. B., Nor P. I. Zagal'ni tendencyi rozvy'tku ozbrojennya ta vijs'kovoyi tekhniky'. *Ozbrojennya ta vijs'kova tekhnika*. 2014, no. 1, pp. 4–13.
4. Tolstoluckij V. A. *Matematicheskoe modelirovanie i analiz processov v shassi kolesnyh i gusenichnyh mashin* / V. A. Tolstoluckij; pod red. D. O. Voloncevicha. Har'kov: NTU "KhPI", 2013. 171 p.
5. G. Liu [et al.] Dynamic Virtual Prototyping Modeling and Simulation of Special Vehicle. *Appl. Math.* 2015, Vol. 9, no. 2L, pp. 627–636.
6. Tkachuk N. A. [i dr.]. Udarnye rezonansy v bronekorpusah voennyh gusenichnyh i kolesnyh mashin pri osushhestvlenii strel'by. *Integrovani tekhnologiyi ta energozberezhennya*. 2014, no. 3, pp. 137–144.
7. Mel'nik B. A. K voprosu o vlijanii poperechno-uglovyh kolebanij korpusa legkobronirovannyh kolesnyh mashin na tochnost' strel'by. *Mehanika ta mashinobuduvannya*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2012, no. 2, pp. 118–121.
8. Tanchenko A. Yu., Tkachuk M. A., Nabokov A. V., Grabovs'ky'j A. V., Malakej A. M. Nelinijni koly'vannya elementiv legkobron'ovany'x mashyn: model'ni zadachi ta yakisni osobly'vosti. *Visny'k NTU «KhPI», seriya: Transportne mashy'nobuduvannya*. 2018, no. 29 (1305), pp. 108–128.
9. Jeng-Tzong C., Jia-Wei L., Kuen-Ting L. Analytical and numerical studies for solving Steklov eigenproblems by using the boundary integral equation method/boundary element method. *Engineering Analysis with Boundary Elements*. 2020, vol. 114, pp. 136–147.
10. Zhang Y. P., Wang C. M., Pedrosa D. M., Zhang H. Extension of Hencky bar-net model for vibration analysis of rectangular plates with rectangular cutouts. *Journal of Sound and Vibration*. 2018., vol. 432, pp. 65–87.
11. Smetankina N. V., Shupikov A. N., Sotrikhin S. Yu., Yareschenko V. G. Dynamic response of an elliptic plate to impact loading. Theory and experiment. *International Journal of Impact Engineering*. 2007, vol. 34, no. 2, pp. 264–276.
12. Chakraverty S., Laxmi Behera. Free vibration of rectangular nanoplates using Rayleigh-Ritz method. *Physica E*. 2014, no. 56, pp. 357–363.
13. Datta N. A., Thekinen J. D. Rayleigh-Ritz based approach to characterize the vertical vibration of non-uniform hull girder. *Ocean Engineering*. 2016, no. 125, pp. 113–123.
14. Shia D., Liua T., Wangb Q., Lan Q. Vibration analysis of arbitrary straight-sided quadrilateral plates using a simple first-order shear deformation theory. *Results in Physics*. 2018, no. 11, pp. 201–211.
15. M. A. Tkachuk, A. V. Nabokov, A. V. Grabovs'ky'j, O. M. Rikunov, M. M. Tkachuk [et al.]. Analiz reakciji testovy'x prostorovy'x konstruk-cij korpusiv legkobron'ovany'x mashyn na diyu seriyi impul'siv. *Visny'k NTU «KhPI», seriya: Mashy'noznavstvo ta SAPR*. 2020. no. 2. pp. 116–138.
16. Panovko Ja. G., Gubanova I. I. *Ustojchivost' i kolebanija uprugih sistem*. Moscow: Nauka, 1979. 384 p.

Надійшло (received) 22.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andrey) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola Mykolayovych) – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org.

Набоков Анатолій Володимирович (Набоков Анатолий Владимирович, Nabokov Anatoly) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; тел.: (057)707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Литвиненко Олександр Віталійович (Литвиненко Александр Витальевич, Lytvynenko Olexandr) – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Ткачук Ганна Володимирівна (Ткачук Анна Владимировна, Tkachuk Ganna) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0435-1847>. e-mail: TkachuckAV@tmm-sapr.org

Рікунов Олег Миколайович (Рикунев Олег Николаевич, Rikunov Oleg) – кандидат технічних наук, Національна академія Національної гвардії України, викладач кафедри «Експлуатація та ремонт автомобілів та бойових машин»; м. Харків, Україна; тел. (057) 7076902; e-mail: rikunov317@ukr.net

Куценко Сергій Володимирович (Куценко Сергей Владимирович, Kutsenko Serhii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна, e-mail: skutsenko@tmm-sapr.org.

Панченко Володимир Васильович (Панченко Владимир Васильевич, Panchenko Volodymyr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент гр. МІТ-220м, м. Харків, Україна; e-mail: vovacherepovsky@gmail.com

Кислиця Денис Валерійович (Кислиця Денис Валерьевич, Kyslytsia Denys) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент гр. МІТ-219м, м. Харків, Україна; e-mail: kislitsa2019@gmail.com

**С. О. КРАВЧЕНКО, М. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, М. М. ТКАЧУК,
І. П. ГРЕЧКА, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, О. С. ЛЬОЗНИЙ, Ю. С. ЧАЛА**

ТЕОРЕТИКО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНИХ МЕТОДІВ ЗМІЦНЕННЯ НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН ВІЙСЬКОВОГО ТА ЦИВІЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

У роботі описані дослідження ефективності проривних методів різкого підвищення ресурсу високонавантажених елементів машин військового та цивільного призначення на основі методів їх дискретно-континуального зміцнення. Ці методи, на відміну від традиційних, поєднують переваги методів дискретного та континуального зміцнення та позбавлені їх основних недоліків. Здійснено аналіз контактної взаємодії представницьких структур контактуючих тіл на мікрорівні. Вони складаються із фрагментів контактуючих деталей, одна із яких зміцнена континуально, а інша – дискретно. При контактній взаємодії на мікрорівні проявляються, з одного боку, ефекти нанорівня, а з іншого – макрорівня. Наноефекти полягають у перерозподілі контактних зусиль між тілами: із плавних вони перетворюються в архіпелаг пагорбистих підвищень. Макроефекти полягають у адаптації форми контактуючих деталей під розподіл контактних зусиль, згладжуючи їх загальну нерівномірність. У підсумку досягається загальний ефект зміцнення, підвищення міцності, навантажувальної здатності та ресурсу елементів машин військового та цивільного призначення. Досягається проривне підвищення характеристик машин військового та цивільного призначення до рівня, що відповідає та переважає світовий для аналогічних виробів.

Ключові слова: дискретне зміцнення; континуальне зміцнення; дискретно-континуальне зміцнення; контактна взаємодія; машини військового та цивільного призначення; контактуючі деталі

**С. А. КРАВЧЕНКО, Н. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСКИЙ, О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, Н. Н. ТКАЧУК,
И. П. ГРЕЧКА, А. Ю. ВАСИЛЬЕВ, О. С. ЛЕЗНЫЙ, Ю. С. ЧАЛАЯ**

ТЕОРЕТИКО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНЫХ МЕТОДОВ УПРОЧНЕНИЯ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН ВОЕННОГО И ГРАЖДАНСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

В работе описаны исследования эффективности прорывных методов резкого повышения ресурса высоконагруженных элементов машин военного и гражданского назначения на основе методов их дискретно-континуального упрочнения. Эти методы, в отличие от традиционных, сочетают преимущества методов дискретного и континуального упрочнения и лишены их основных недостатков. Осуществлен анализ контактного взаимодействия представленных структур контактирующих тел на микроуровне. Они состоят из фрагментов контактирующих деталей, одна из которых упрочнена континуально, а другая – дискретно. При контактном взаимодействии на микроуровне проявляются, с одной стороны, эффекты наноуровня, а с другой – макроуровня. Наноефекты заключаются в перераспределении контактных усилий между телами: из плавных они превращаются в архипелаг бугристых возвышений. Макроефекты заключаются в адаптации формы контактирующих деталей под распределение контактных усилий, сглаживая их общую неравномерность. В итоге достигается общий эффект упрочнения, повышения прочности, нагрузочной способности и ресурса элементов машин военного и гражданского назначения. Достигается прорыв в улучшении характеристик машин военного и гражданского назначения, которое соответствует или превышает мировой уровень для аналогичных изделий.

Ключевые слова: дискретное упрочнение; континуальное упрочнение; дискретно-континуальное упрочнение; контактное взаимодействие; машины военного и гражданского назначения

**S. KRAVCHENKO, M. M. TKACHUK, A. GRABOVSKIY, O. VERETELNYK, M. M. TKACHUK,
I. HRECHKA, A. VASILIEV, O. LOZNYI, YU. CHALA**

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL JUSTIFICATION OF DISCREETLY CONTINUAL STRENGTHENING METHODS BASED ON ANALYSIS OF CONTACT INTERACTION OF MILITARY AND CIVILIAN VEHICLES ELEMENTS

The paper describes studies of breakthrough methods effectiveness for sharply increasing the resource of highly loaded military and civilian vehicles elements based on methods of their discreetly continual strengthening. These methods, unlike traditional ones, combine the advantages of discrete and continual strengthening methods and lack their main disadvantages. The analysis of contact interaction of representative structures of contacting bodies at the microlevel is carried out. They consist of fragments of contacting parts, one of which is strengthened continually, and the other part is strengthened discretely. At contact interaction at the microlevel, on the one hand, the effects of the nanolevel are manifested, and on the other hand, the effects of the macrolevel are manifested too. Nanoeffects are the redistribution of contact forces between bodies: from smooth ones they turn into an archipelago of hilly elevations. Macroeffects are to adapt the shape of the contact parts to the distribution of contact forces, smoothing their overall unevenness. As a result, the overall effect of strengthening is achieved, increasing the strength, load capacity and resource of military and civilian vehicles elements. A breakthrough is being achieved in improving the performance of military and civilian vehicles, which corresponds to or exceeds the world level for similar products.

Keywords: discrete strengthening; continual strengthening; discreetly continual strengthening; contact interaction; military and civilian vehicles

Вступ. Оскільки конструктивні заходи поліпшення тактико-технічних і технічних характеристик машин військового та цивільного призначення натепер себе значною мірою вичерпали, то раціональним є створення нових проектно-технологічних рішень, які дають приріст окремих показників не на одиниці, а на десятки відсотків та в рази. Для цього, у свою чергу, потрібно задіяти та

дослідити механізми, що проявляються на нанорівні, працюють - на мікрорівні, а ефект, ними породжуваний, - на макрорівні. Це складає зміст досліджень, описаних у роботі.

Аналіз методів зміцнення та дослідження ко-

© С. О. Кравченко, М. А. Ткачук, А. В. Грабовський,
О. В. Веретельник, М. М. Ткачук, І. П. Гречка,
А. Ю. Васильєв, О. С. Льозний, Ю. С. Чала, 2021

нтактної взаємодії елементів машинобудівних конструкцій. Протягом останніх десятиліть велике значення набувають роботи вітчизняних та зарубіжних вчених, спрямовані на удосконалення технологій зміцнення робочих поверхонь високонавантажених елементів машин.

Методи інженерії поверхні (нанесення покриттів, модифікування поверхневого шару, плазмові технології тощо) описані у роботах [1-10].

Серед таких методів достатньо ефективними є дослідження, описані у роботах акад. С. Фірстова та проф. С. Дьяченко [1, 2]. Мова йде про фізико-механічні властивості чистих металів, низьколегованих сплавів та багатокомпонентних твердих розчинів, включаючи сплави з високою ентропією. Привертають увагу роботи проф. О. Соболя та проф. Е. Посв'ятенка із напрямків багатшарових покриттів та корундування, а також холодного пластичного деформування [3–5].

Усі перелічені методи досліджень та зміцнення мають низку переваг та недоліків. Проте принциповим загальним їх недоліком є можливість поліпшення певних характеристик, як правило, за рахунок погіршення інших. Відповідно, високі механічні властивості покриттів супроводжуються проблемами розтріскування або відшарування тощо. У цій роботі, навпаки, передбачається поліпшення не однієї окремо взятої, а комплексу характеристик. Ця проривна властивість особливо важлива для елементів машин військового та цивільного призначення.

Також суттєве значення мають публікації [6–8], у яких увагу звертають на сплави з високою ентропією, однофазні багатоелементні сплави та наноструктуровані металеві матеріали. У роботах [9, 10] описані дослідження контактної взаємодії твердих тіл із реальною мікрогеометрією поверхні.

Усі перелічені публікації в основному спрямовані на методи аналізу властивостей існуючих металів, сплавів, покриттів. Разом із тим у практичному плані високу актуальність та важливість набули проблеми синтезу матеріалів та покриттів із бажаними фізико-механічними властивостями. Тут експериментальні дослідження [1-8] можуть дати вихідні дані стосовно тенденцій впливу тих чи інших чинників на властивості певних об'єктів.

Моделі [9–16] дають можливість досліджувати вплив окремих чинників на контактну взаємодію. Вони розроблені та описані у роботах [17, 18]. Проте ні перші, ні другі не містять постановок, підходів, моделей та методів розв'язання обернених задач. Тобто виникає проблема створення таких засобів досліджень, які формують варіативний об'єкт та уможливають обґрунтування технічних рішень із заданими властивостями. Якраз такі підходи, моделі та методи частково розроблені авторами та описані у роботах [17, 18]. На їх основі забезпечується практична складова – можливість розроблення рекомендацій стосовно проектно-технологічних параметрів зміцнення елементів машин військового та цивільного призначення із підвищеними тактико-технічними і технічними характеристиками.

Мета роботи – теоретичне обґрунтування за-

собів підвищення до рівня, який відповідає та переважає світовий, технічних та тактико-технічних характеристик машин військового та цивільного призначення шляхом аналізу впливу на контактну взаємодію, міцність, ресурс та навантажувальну здатність дискретно-континуального зміцнення їх елементів.

Загальні підходи до обґрунтування підвищення до рівня, який відповідає та переважає світовий, технічних та тактико-технічних характеристик машин військового та цивільного призначення шляхом аналізу впливу на контактну взаємодію, міцність, ресурс та навантажувальну здатність дискретно-континуального зміцнення їх елементів. На основі комплексу досліджень та розробок [17, 18] розроблені теоретичні основи дискретно-континуальних методів зміцнення. Зокрема, отримала розвиток теорія узагальненого параметричного моделювання фізико-механічних процесів і станів у складних механічних системах у аспекті врахування варіативних проектно-технологічних засобів зміцнення елементів конструкцій машин військового та цивільного призначення. Це дає можливість варіювати проектно-технологічні рішення, у т.ч. – на мікрорівні, а контролювати ефекти – на нано- та макрорівні. У свою чергу, це створює можливості цілеспрямованого пошуку та обґрунтування проривних технічних і технологічних рішень стосовно об'єктів військової і цивільної техніки.

З точки зору охопту проблеми, що постала, здійснено формування концепції поєднання переваг та усунення недоліків методів дискретного та континуального зміцнення елементів машин військового та цивільного призначення шляхом обґрунтування ефективного методу дискретно-континуального зміцнення (ДКЗ). За тематикою досліджень здійснено попередній аналіз напружено-деформованого стану (НДС) та контактної взаємодії фрагментів двох тіл, оброблених методами корундування (перше тіло) та електроіскрового дискретного зміцнення (друге тіло) [17, 18].

Установлено, що у такій системі спостерігаються два типи ефектів. Перший полягає у перерозподілі зусиль контактної взаємодії між контактуючими елементами конструкцій на мікро- та макрорівнях. Це призводить до сприятливих ефектів з огляду на підвищення загальної міцності, оскільки навантаження передається на більш міцні елементи поверхневих шарів. Другий ефект полягає у переважно нерівномірній зміні мікрогеометричної форми контактуючих тіл: зношування більшою мірою проявляється у матриці, тобто основному матеріалі, менше – у зоні «островів» «архіпелагу» дискретного зміцнення.

Крім того, розроблені методи багатшарових покриттів деталей машин, вирощування корундового шару на алюмінієвих деталях, а також дискретного електроіскрового легування деталей конструкцій. Разом із тим не здійснене системне дослідження ефектів при дискретно-континуальному зміцненні машин військового та цивільного призначення. Для цього необхідно розробити відповідні математичні та чисельні моделі досліджуваних об'єктів, здійснити аналіз впливу фізико-механічних властивостей континуальних покриттів та зон дискретного зміц-

нення на контактну взаємодію та розробити рекомендації щодо проектно-технологічних параметрів відповідальних елементів машин військового та цивільного призначення.

Варіаційна постановка задачі дослідження напружено-деформованого стану контактуючих дискретно-континуально зміцнених елементів

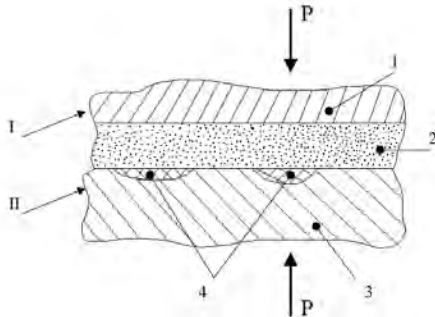


Рисунок 1 – Схема контактної взаємодії деталей:

I – деталь з алюмінієвого сплаву (1), зміцнена шляхом гальвано-плазмового перетворення поверхні зі створенням корундового шару (2),

II – деталь (основний матеріал – сталь, чавун (3)), зміцнена методом дискретного зміцнення (4)

З однієї сторони у цій системі присутня деталь (основний матеріал – сталь, чавун), на поверхню якої нанесено методом електроіскрового зміцнення архіпелаг дискретно зміцнених зон. Між зоною дискретного зміцнення (ЗДЗ) та основним матеріалом деталі розміщена перехідна зона (див. рис. 1, 2). З іншої сторони у цій системі розташована деталь із алюмінієвого сплаву, покрита корундовим шаром (Al_2O_3 у суміші різних фаз).

Властивості матеріалів ЗДЗ та корундового мікрошару залежать від режимів технологічного зміцнення (сила струму, тривалість операції, товщина шару, матеріал дискретного зміцнення тощо). Крім того, значення мають властивості основних матеріалів контактуючих тіл. Відштовхуючись від підходів узагальненого параметричного моделювання, усі ці чинники разом із іншими формують параметричний простір узагальнених параметрів $p = \{p_1; p_2; \dots; p_N\}$. Компоненти p_i у сукупності визначають конкретний об'єкт досліджень.

Характеристиками напружено-деформованого стану контактуючих тіл є вектор переміщень точок тіл та шарів із номерами s $u_i^{(s)}$, $i = 1, 2, 3$, а також відповідні компоненти тензорів деформацій $\varepsilon_{ij}^{(s)}$, $i, j = 1, 2, 3$ та напружень $\sigma_{ij}^{(s)}$, $i, j = 1, 2, 3$. Поля переміщень, деформацій та напружень визначені у областях простору Ω_s , точки якого ідентифікуються радіус-векторами r із координатами (x_1, x_2, x_3) .

Для визначення напружено-деформованого стану контактуючих тіл пропонується два підходи. Перший базується на теорії варіаційних нерівностей і полягає у мінімізації функціоналу повної енергії системи контактуючих тіл:

машин військового та цивільного призначення. Для обґрунтування раціональних режимів дискретно-континуальних методів зміцнення елементів машин військового та цивільного призначення введено до розгляду представницьку комірку, яка на мікрорівні визначає властивості системи контактуючих тіл (рис. 1, 2) [17, 18].

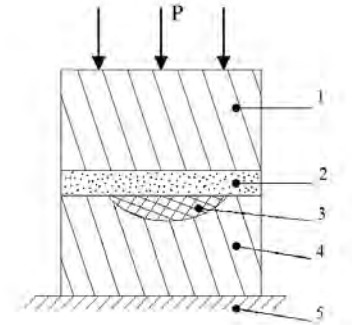


Рисунок 2 – Представницька комірка дискретно-континуально зміцнених конструкцій механічної системи:

1 – алюмінієвий сплав, 2 – шар Al_2O_3 ,
3 – дискретно-зміцненна зона, 4 – основний матеріал, 5 – основа (жорстка основа)

$$J = \frac{1}{2} \sum_s \int_{(\Omega_s)} \sigma_{ij}^{(s)} \varepsilon_{ij}^{(s)} d\Omega_s - \sum_s \int_{(\Gamma_s)} f_i^{(s)} u_i^{(s)} d\Gamma_s \rightarrow \min, \quad (1)$$

де $f^{(s)}$ – вектор поверхневих навантажень із компонентами $f_i^{(s)}$, $i = 1, 2, 3$;

Γ_s – границі областей Ω_s .

Тут

$$J = J(p, f). \quad (2)$$

Функціонал (1) мінімізується на множині

$$K : \{u_v^{(\varphi)} + u_v^{(\psi)} \leq \delta_{\varphi\psi}\} \quad (3)$$

де $u_v^{(\varphi)}, u_v^{(\psi)}$ – нормальні переміщення точок поверхонь тіл із номерами φ, ψ ;

$\delta_{\varphi\psi}$ – зазор між цими тілами.

Відповідно, у ході мінімізації визначаються області контакту $S_c^{(s)}$ та розподіли контактного тиску $q^{(s)}$. При цьому

$$S_c^{(s)} = S_c^{(s)}(p); \quad q^{(s)} = q^{(s)}(p); \quad u_j^{(s)} = u_j^{(s)}(p); \quad (4)$$

$$\varepsilon_{ij}^{(s)} = \varepsilon_{ij}^{(s)}(p); \quad \sigma_{ij}^{(s)} = \sigma_{ij}^{(s)}(p),$$

які визначаються у ході розв'язання задачі (1) із обмеженнями (3).

Другий підхід базується на принципі Кальєра:

$$\Phi(q) = \frac{1}{2} \sum_s \int_{S_c^{(s)}} q^{(s)} u_v^{(s)} dS + \sum_s \int_{S_c^{(s)}} (\Delta_s - h_s) dS \rightarrow \min, \quad (5)$$

де Δ_s – зближення контактуючих тіл, які спряжені на поверхнях $S_c^{(s)}$;

h_s – початковий зазор уздовж нормалі до поверхні $S_c^{(s)}$.

У ході мінімізації (5) на множині невід’ємних розподілів контактного тиску

$$q^{(s)} \geq 0 \quad (6)$$

знаходиться дійсний їх розподіл, а також дійсні області контакту $S_c^{(s)}$.

Як і у попередньому випадку, оскільки $\Phi = \Phi(p)$, визначаються параметричні залежності, аналогічні залежностям (4).

Таким чином, обидва зазначених підходи дають можливість установити не тільки одиничні розподіли компонент напружено-деформованого стану за певних технологічних режимів, але й також здійснювати аналіз чутливості цих компонент напружено-деформованого стану до варіювання окремих складових p_i . Також можлива постановка задач обґрунтування такого набору параметрів p^* , який дає змогу досягти максимуму (мінімуму) заданої характеристики

$$p^* : H = H(p) \rightarrow \max(\min). \quad (7)$$

При цьому можуть бути природним чином задіяні чисельні методи скінченних та граничних елементів.

Отже, розроблений підхід є основою цілеспрямованого поліпшення технічних та тактико-технічних характеристик дискретно-континуального зміцнення деталей конструкцій машин військового та цивільного призначення.

Запропонований підхід може бути застосований до досліджень напружено-деформованого стану дискретно-континуального зміцнення деталей машинобудівних конструкцій різного типу.

Результати розрахунків напружено-деформованого стану представницького осередку системи зміцнених тіл. У рамках роботи було здійснено чисельне дослідження представницького осередку (комірки) з утвореними областями після здійснення дискретного зміцнення і корундування шляхом гальвано-плазмової обробки (ГПО). Моделювання представницького осередку дає можливість оцінити напружено-деформований стан і контактну взаємодію контактуючих тіл при варіюванні параметрами моделі.

Геометрична модель четверті комірки, що досліджується, наведена на рис. 3. Для кожної області геометричної моделі є відповідний набір

параметрів, який описує фізико-механічні властивості матеріалів.

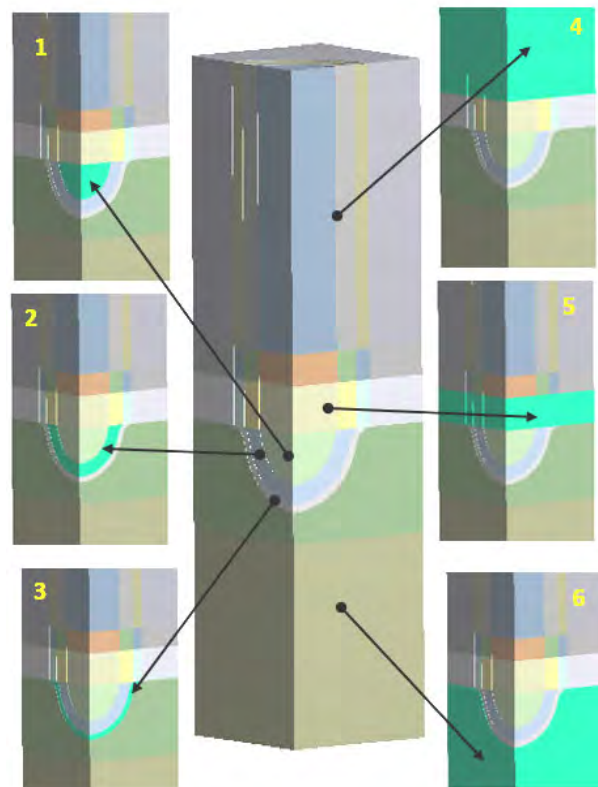


Рисунок 3 – Геометрична модель досліджуваної системи тіл та фізико-механічні властивості їхніх матеріалів:

- 1 – дискретно зміцнена область (E_1, ν_1),
- 2 – 1-й перехідний шар (E_2, ν_2),
- 3 – 2-й перехідний шар (E_3, ν_3),
- 4 – основний матеріал, сплав АК4 (E_4, ν_4),
- 5 – шар з корундованим покриттям (E_5, ν_5),
- 6 – основний матеріал, чавун (E_6, ν_6)

Для цього дослідження було побудовано 8 розрахункових схем, відмінності полягали у варіюванні фізико-механічних властивостей матеріалу відповідної області після корундування. У межах здійсненого дослідження був введений параметр γ ($\gamma = E_5/E_6$). Цей параметр визначався як відношення модуля пружності матеріалу області корундованого шару до модуля пружності основного матеріалу (чавун). У табл. 1 наведені модулі пружності матеріалів, використані у ході досліджень.

Побудована скінченно-елементна модель, яка представлена на рис. 4, налічувала близько 200 тис. елементів. На рис. 5 представлені навантаження, закріплення, а також властивості симетрії.

У процесі дослідження було побудовано контактну пару (без тертя) між елементами моделі: нижньою частиною, виконаною з чавуну з дискретно-зміцненою областю, і верхньою, виконаною з алюмінієвого сплаву АК4 з областю після ГПО. На рис. 6 наведена контактна пара.

У ході досліджень визначалися максимальні еквівалентні напруження, максимальні переміщення і максимальний контактний тиск для всіх розрахункових схем. Нижче на рис. 7–10 наведені

максимальні еквівалентні напруження для повної моделі і для шару з ГПО, переміщення і контактний тиск, відповідно.

За результатами здійснених досліджень були визначені напруження і переміщення уздовж обраної лінії контролю у вигляді графіків. На рис. 11 наведена лінія контролю, уздовж якої визначалися еквівалентні напруження і переміщення, на рис. 12, 13 – графіки з напруженнями і переміщеннями уздовж цієї лінії для всіх розрахункових схем (вісь абсцис – у безрозмірних величинах), а у табл. 2–4 – поля розподілів еквівалентних напружень у повних моделях і для шару після ГПО, а також контактний тиск для всіх розрахункових схем, відповідно.

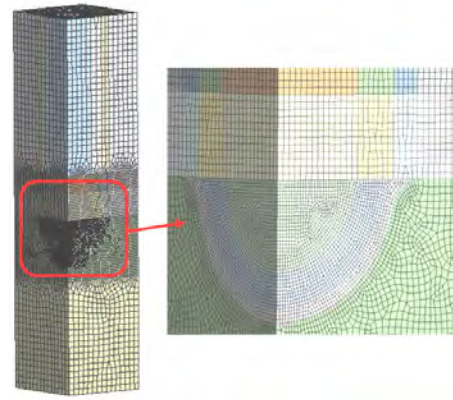


Рисунок 4 – Скінченно-елементна модель представницького осередку досліджуваної системи

Таблиця 1 – Модуль пружності розглянутих матеріалів контактуючих дискретно-континуально зміцнених тіл

Параметр	Од. вимір.	Розрахункові схеми							
		1	2	3	4	5	6	7	8
γ		0,01	0,05	0,1	0,5	1	2,5	5	10
E_1	Па	$2,10 \cdot 10^{11}$							
E_2		$2,10 \cdot 10^{11}$							
E_3		$2,10 \cdot 10^{11}$							
E_4		$7,00 \cdot 10^{10}$							
E_5		$1,10 \cdot 10^9$	$5,50 \cdot 10^9$	$1,10 \cdot 10^{10}$	$5,50 \cdot 10^{10}$	$1,10 \cdot 10^{11}$	$2,75 \cdot 10^{11}$	$5,50 \cdot 10^{11}$	$1,01 \cdot 10^{12}$
E_6		$1,10 \cdot 10^{11}$							

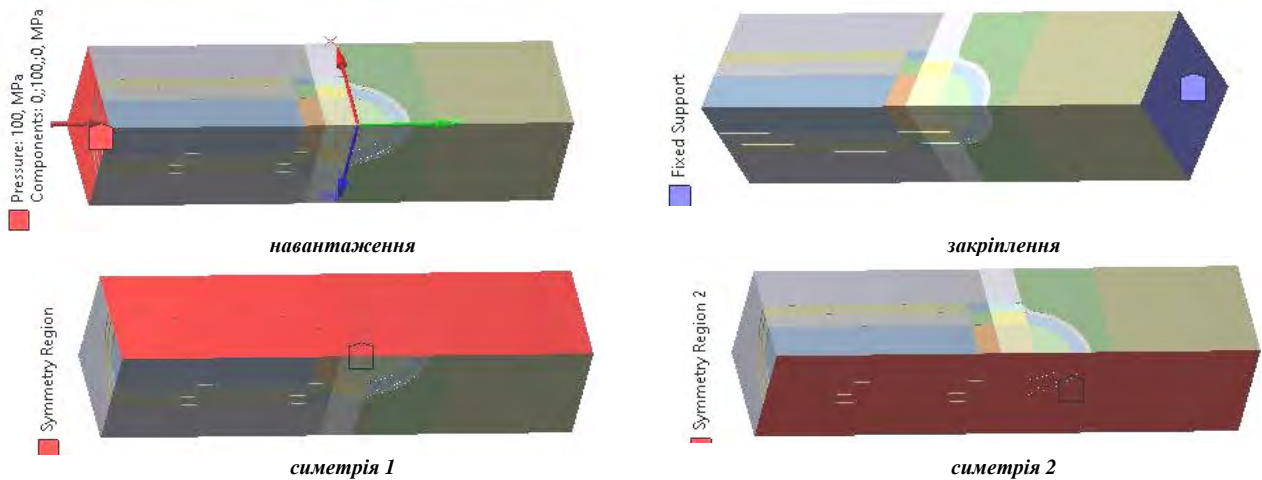


Рисунок 5 – Зовнішні навантаження та граничні умови

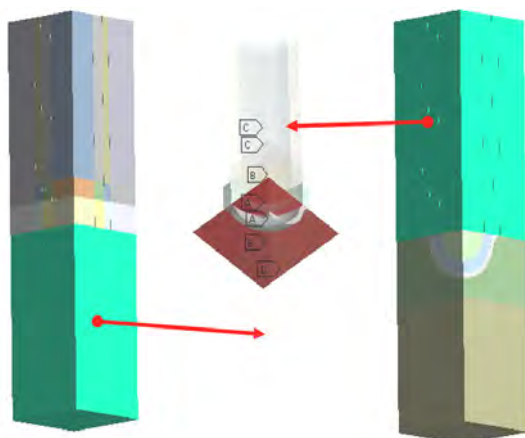


Рисунок 6 – Контактна пара



Рисунок 7 – Максимальні еквівалентні напруження (див. табл. 1)



Рисунок 8 – Максимальні еквівалентні напруження (шар з ГПО) (див. табл. 1)



Рисунок 9 – Максимальні повні переміщення (див. табл. 1)



Рисунок 10 – Максимальний контактний тиск (див. табл. 1)

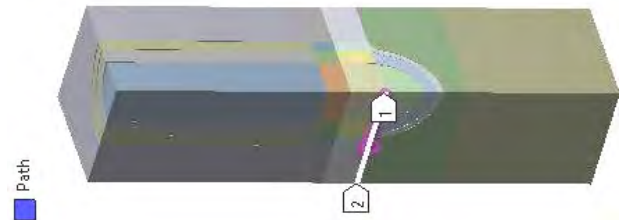


Рисунок 11 – Лінія (шлях) для контролю розподілу компонент характеристик напружено-деформованого стану

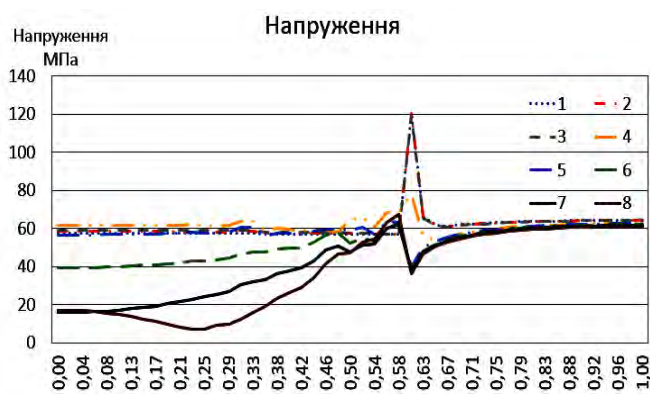


Рисунок 12 – Напруження уздовж лінії контролю (див. рис. 11 і варіанти табл. 1)

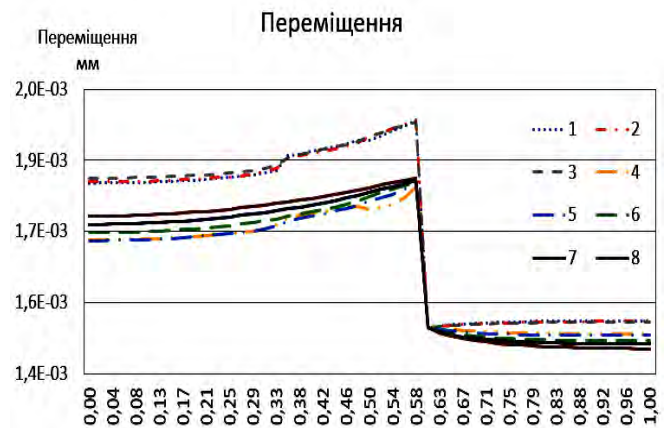

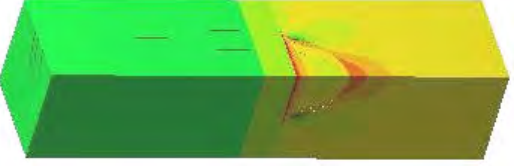

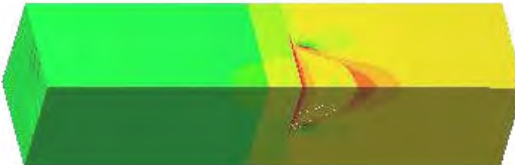

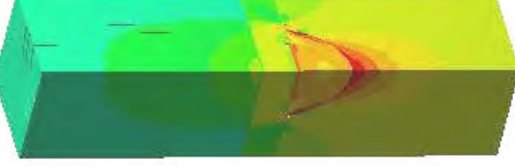
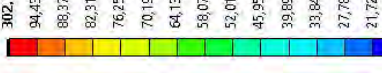
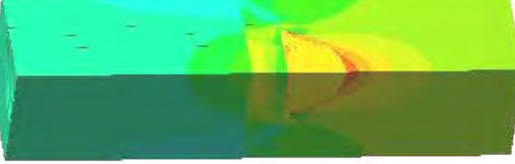

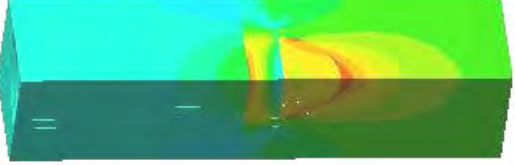

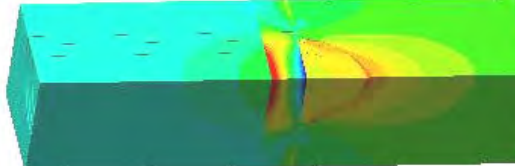

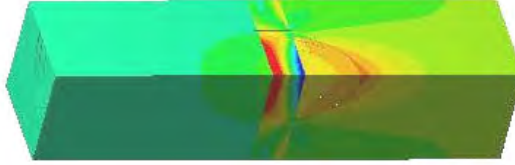


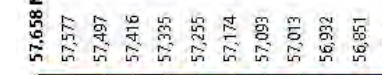
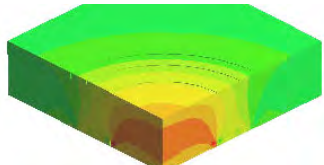
Рисунок 13 – Переміщення уздовж лінії контролю (див. рис. 11 і варіанти табл. 1)

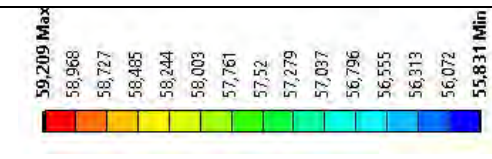
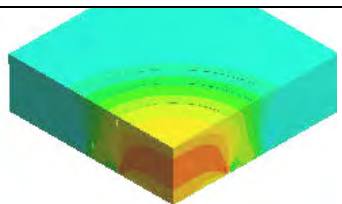
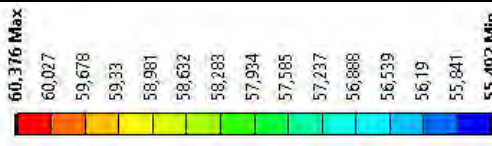
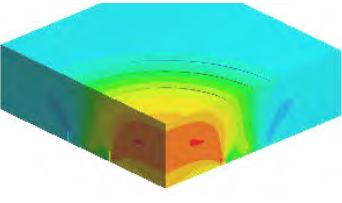
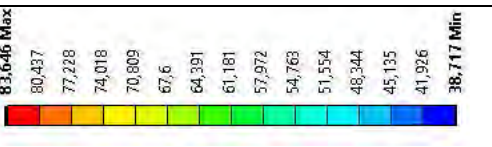
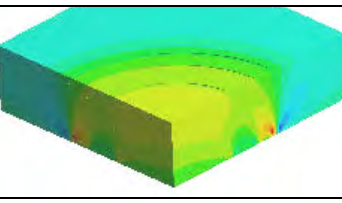
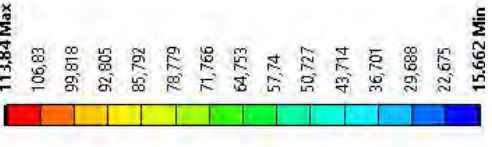
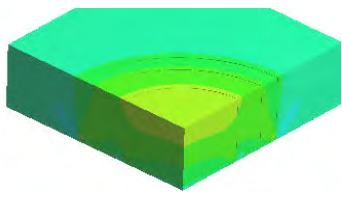
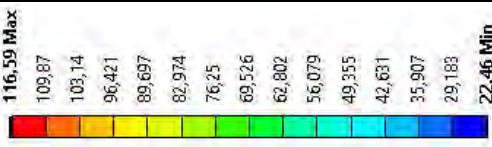
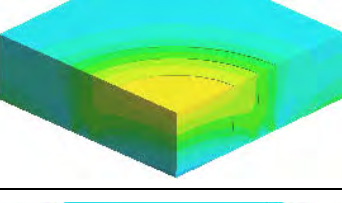
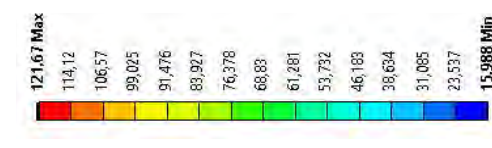
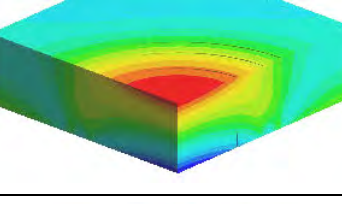
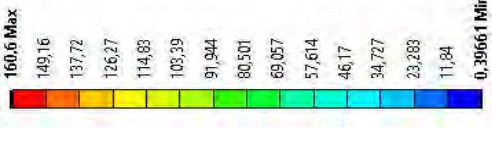
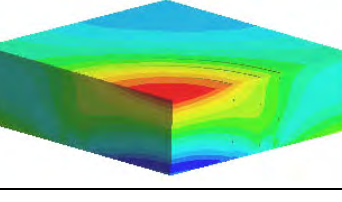
Таблиця 2 – Поля розподілу еквівалентних напружень, МПа (повна модель)

№ розрахункової схеми	Шкала	Розподіл еквівалентних напружень, МПа
1	<p>1033,1 МПа 80,425 74,935 69,445 63,955 58,464 52,974 47,484 41,994 36,504 31,014 25,523 20,033 14,543 9,0528 МПа</p>	

№ розрахункової схеми	Шкала	Розподіл еквівалентних напружень, МПа
2	<p>10323.3 Max</p>  <p>82,151 76,489 70,828 65,166 59,505 53,843 48,182 42,52 36,859 31,197 25,536 19,874 14,213 8,5514 Min</p>	
3	<p>10255.7 Max</p>  <p>82,18 76,487 70,795 65,102 59,41 53,717 48,024 42,332 36,639 30,947 25,254 19,562 13,869 8,1764 Min</p>	
4	<p>7517.3 Max</p>  <p>86,563 80,821 75,08 69,338 63,597 57,855 52,114 46,372 40,631 34,889 29,148 23,406 17,665 11,923 Min</p>	
5	<p>30279 Max</p>  <p>94,431 88,371 82,312 76,253 70,194 64,135 58,076 52,017 45,958 39,899 33,84 27,78 21,721 15,662 Min</p>	
6	<p>30221 Max</p>  <p>97,346 91,586 85,825 80,065 74,304 68,544 62,783 57,023 51,262 45,502 39,741 33,981 28,22 22,46 Min</p>	
7	<p>30333 Max</p>  <p>102,27 95,636 88,998 82,361 75,724 69,086 62,449 55,812 49,174 42,537 35,9 29,262 22,625 15,988 Min</p>	
8	<p>30915 Max</p>  <p>107,24 99,02 90,802 82,588 74,364 66,146 57,927 49,708 41,49 33,271 25,053 16,834 8,6152 0,39661 Min</p>	

Таблиця 3 – Поля розподілу еквівалентних напружень, МПа (шар з ГПО)

№ розрахункової схеми	Шкала	Розподіл еквівалентних напружень, МПа
1	<p>57,658 Max</p>  <p>57,577 57,497 57,416 57,335 57,255 57,174 57,093 57,013 56,932 56,851 56,77 56,69 56,609 56,528 Min</p>	

№ розрахункової схеми	Шкала	Розподіл еквівалентних напружень, МПа
2	 <p>59,209 Max 58,968 58,727 58,485 58,244 58,003 57,761 57,52 57,279 57,037 56,796 56,555 56,313 56,072 55,831 Min</p>	
3	 <p>60,376 Max 60,027 59,678 59,33 58,981 58,632 58,283 57,934 57,585 57,237 56,888 56,539 56,19 55,841 55,492 Min</p>	
4	 <p>83,646 Max 80,437 77,228 74,018 70,809 67,6 64,391 61,181 57,972 54,763 51,554 48,344 45,135 41,926 38,717 Min</p>	
5	 <p>113,84 Max 106,83 99,818 92,805 85,792 78,779 71,766 64,753 57,74 50,727 43,714 36,701 29,688 22,675 15,662 Min</p>	
6	 <p>116,59 Max 109,87 103,14 96,421 89,697 82,974 76,25 69,526 62,802 56,079 49,355 42,631 35,907 29,183 22,46 Min</p>	
7	 <p>121,67 Max 114,12 106,57 99,025 91,476 83,927 76,378 68,83 61,281 53,732 46,183 38,634 31,085 23,537 15,988 Min</p>	
8	 <p>160,6 Max 149,16 137,72 126,27 114,83 103,39 91,944 80,501 69,057 57,614 46,17 34,727 23,283 11,84 0,39561 Min</p>	

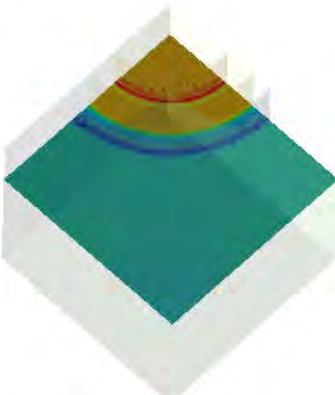
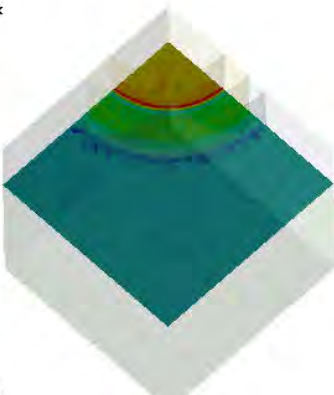
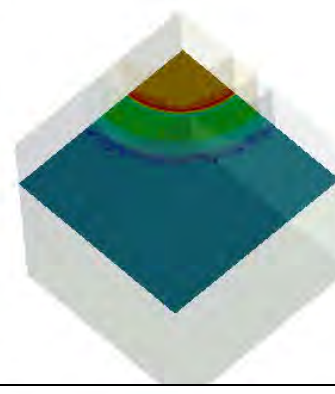
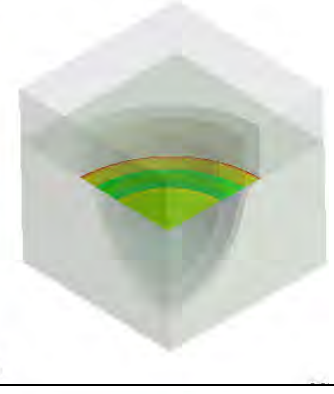
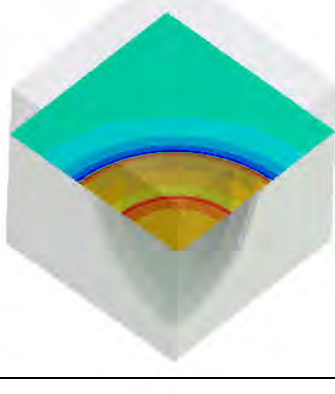
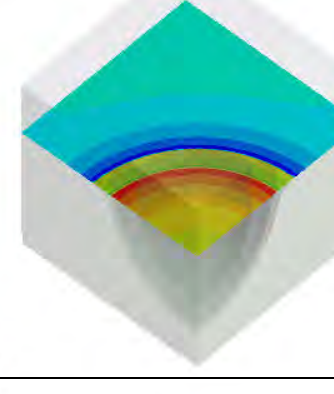
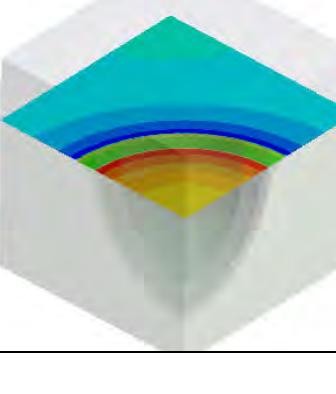
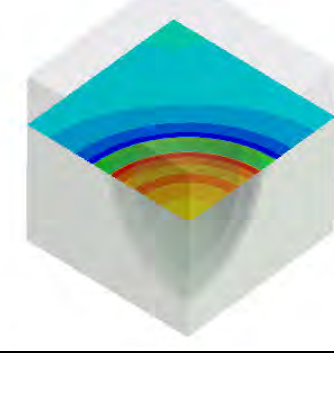
Висновки. Розроблений загальний підхід до обґрунтування раціональних техніко-технологічних рішень для дискретно-континуального зміцнення елементів машин військового та вивізного призначення дає підстави для наступних висновків:

1. Метод дискретно-континуального зміцнення робочих поверхонь елементів машин військового та цивільного призначення має проривний характер та

дає можливість різкого збільшення ресурсу, міцності та навантажувальної здатності цих об'єктів.

2. Розроблений метод та підхід дають можливість дослідження впливу мікроструктури на нано-та макроефекти, які сприяють підвищенню технічних та тактико-технічних характеристик машин військового та цивільного призначення.

Таблиця 4 – Поля розподілу контактної тиску, МПа

№ розрахункової схеми	Розподіл контактної тиску, МПа	№ розрахункової схеми	Розподіл контактної тиску, МПа
1	<p>102,3 Max</p> <p>102,03</p> <p>101,75</p> <p>101,48</p> <p>101,2</p> <p>100,93</p> <p>100,65</p> <p>100,38</p> <p>100,1</p> <p>99,825</p> <p>99,55</p> <p>99,275</p> <p>98,999</p> <p>98,724</p> <p>98,449 Min</p> 	2	<p>104,08 Max</p> <p>103,65</p> <p>103,22</p> <p>102,8</p> <p>102,37</p> <p>101,94</p> <p>101,51</p> <p>101,09</p> <p>100,66</p> <p>100,23</p> <p>99,806</p> <p>99,378</p> <p>98,951</p> <p>98,524</p> <p>98,096 Min</p> 
3	<p>106,49 Max</p> <p>105,83</p> <p>105,17</p> <p>104,5</p> <p>103,84</p> <p>103,18</p> <p>102,52</p> <p>101,85</p> <p>101,19</p> <p>100,53</p> <p>99,867</p> <p>99,205</p> <p>98,542</p> <p>97,88</p> <p>97,217 Min</p> 	4	<p>157,88 Max</p> <p>151,44</p> <p>145</p> <p>138,57</p> <p>132,13</p> <p>125,7</p> <p>119,26</p> <p>112,83</p> <p>106,39</p> <p>99,955</p> <p>93,519</p> <p>87,083</p> <p>80,648</p> <p>74,212</p> <p>67,777 Min</p> 
5	<p>132,87 Max</p> <p>128,26</p> <p>123,64</p> <p>119,03</p> <p>114,42</p> <p>109,8</p> <p>105,19</p> <p>100,57</p> <p>95,96</p> <p>91,346</p> <p>86,732</p> <p>82,119</p> <p>77,505</p> <p>72,891 Min</p> 	6	<p>144,06 Max</p> <p>138,81</p> <p>133,57</p> <p>128,32</p> <p>123,08</p> <p>117,84</p> <p>112,59</p> <p>107,35</p> <p>102,11</p> <p>96,862</p> <p>91,619</p> <p>86,375</p> <p>81,131</p> <p>75,888</p> <p>70,644 Min</p> 
7	<p>152,3 Max</p> <p>146,36</p> <p>140,42</p> <p>134,48</p> <p>128,54</p> <p>122,6</p> <p>116,66</p> <p>110,72</p> <p>104,78</p> <p>98,835</p> <p>92,894</p> <p>86,953</p> <p>81,012</p> <p>75,071</p> <p>69,13 Min</p> 	8	<p>157,13 Max</p> <p>150,76</p> <p>144,39</p> <p>138,03</p> <p>131,66</p> <p>125,29</p> <p>118,93</p> <p>112,56</p> <p>106,19</p> <p>99,824</p> <p>93,456</p> <p>87,089</p> <p>80,722</p> <p>74,355</p> <p>67,987 Min</p> 

3. Як свідчить аналіз результатів досліджень, при дискретно-континуальному зміцненні елементів контактуючих деталей конструкцій, так саме як і при дискретному зміцненні, спостерігається сприятливий характер розподілу контактної тиску. Це полягає у тому, що, по-перше, контактний тиск зосереджується у зонах дискретного зміцнення, а також має понижений рівень у області незміцненого основного матеріалу. По-друге, профіль поверхонь контактуючих тіл у актуальному стані має нерівномірний характер: більш тісне зближення – у зонах дискретного зміцнення, і більш слабке – поза нею. Такі особливості призводять до поліпшення умов роботи деталей за критеріями міцності, тертя та зношуваності при контактній рухомій взаємодії.

4. Розроблений узагальнений параметричний підхід, моделі та методи досліджень напружено-деформованого стану дискретно-континуально зміцнених тіл дають змогу ставити та розв'язувати задачі визначення технологічних режимів цього процесу за тими чи іншими критеріями. Це становить напрямки подальших досліджень на створеній методологічній базі.

Список літератури

1. Firstov S.A., Rogul T.G., Shut O.A. Hardening in the Transition to Nanocrystalline State in Pure Metals and Solid Solutions (Ultimate Hardening). *Powd. Met. and Met. Ceram.* 2018, 3-4, pp. 161–174.
2. D'yachenko S.S., Ponomarenko I.V. Effect of the origin of the modified surface layer on the structural strength of workpieces. *The Phys. of Met. and Metallography.* 2017. T.118, 6, pp. 608–620.
3. Subbotina V., O.Sobol. Structure and properties of microarc oxide coatings on high-temperature aluminum alloy. *Machines. Technologies. Materials.* 2020. Vol. 14, Vup. 6, pp. 247–250.
4. Субботіна В.В., Білозеров В.В., Соболю О.В. Електрична міцність оксидних покриттів, сформованих методом мікродугового оксидування. *Персп. техн. та прил.*, 2020,16, pp. 134–140.
5. Nemyrovskiy Ya., E.Posvyatenko... Technical-Economic Aspects of the Use of Technological Process of Deforming Broaching. *DSMIE* 2019, pp. 238–247.
6. Sathiyamoorthi Praveen, Hyoung Seop Kim. High-Entropy Alloys: Potential Candidates for High-Temperature Applications – An Overview. *Advanced Engineering Materials.* 2017. V. 20.
7. I.A. Ovid'ko, R.Z. Valiev, Y.T. Zhu. Review on superior strength and enhanced ductility of metallic nanomaterials. *Progress in Materials Science.* 2018. Vol. 94, pp. 462–540.
8. K.Ming, X.Bi, J.Wang. Strength and ductility of CrFeCoNiMo alloy with hierarchical microstructures. *International Journal of Plasticity*, 2019, pp. 1–14.
9. Yastrebov, V. A., Anciaux, G. & Molinari, J. F. On the accurate computation of the true contact area in mechanical contact of random rough surfaces. *Tribol. Int.* 2017, vol. 114, pp. 161–171.
10. Papangelo, A., Hoffmann, N., & Ciavarella, M. (2017). Load-separation curves for the contact of self-affine rough surfaces. *Scientific reports*, 7(1), 6900.
11. Zhao J., Vollebregt E., Oosterlee C. Extending the BEM for elastic contact problems beyond the half-space approach. *Math. Modelling and Analysis.* 2016, vol. 21(1), pp. 119–141.
12. Li, Q. and Popov, V. L. Non-adhesive Contacts With Different Surface Tension Inside and Outside the Contact Area. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2020, vol. 6, p. 63.
13. Li Q., Pohrt R., Lyashenko I. A., Popov V. L. (2019). Boundary element method for nonadhesive and adhesive contacts of a coated elastic half-space. *Proc. Inst. Mech. Eng. J.* 234, pp. 73–83.
14. MorteX method for contact along real and embedded surfaces: coupling X-FEM with the Mortar method B. R. Akula, J. Vignollet, V. A. Yastrebov. *Mechanics of Solids*. 2017, vol. 52, pp. 435–443.
15. P. Wriggers, W.T. Rust, B. D. Reddy. A virtual element method for contact. *Computational Mechanics*, 2016, vol. 58, pp. 1039–1050.
16. V.L.Popov, L.Voll, S.Kusche, Q.Li, S. V. Rozhkova. Generalized master curve procedure for elastomer friction taking into account dependencies on velocity, temperature and normal force. *Tribology International*, April 2018, vol. 120, pp. 376–380.
17. Ткачук Н. А., Кравченко С. А., Пылев В. А., Парсаданов И. В., Грабовский А. В., Веретельник О. В. Дискретно-континуальное упрочнение контактирующих элементов конструкций: концепция, математическое и численное моделирование. *Наука и техника (Беларусь)*. 2019. Т. 18, № 3. С. 240–247.
18. Континуальная и дискретно-континуальная модификация поверхностей деталей : монография / Н. А. Ткачук [и др.] ; Нац. техн. ун-т "Харьков. политех. ин-т". Харьков : Щедра садиба плюс, 2015. 259 с.

References (transliterated)

1. Firstov S.A., Rogul T.G., Shut O.A. Hardening in the Transition to Nanocrystalline State in Pure Metals and Solid Solutions (Ultimate Hardening). *Powd. Met. and Met. Ceram.* 2018, 3-4, 161–174.
2. D'yachenko S.S., Ponomarenko I.V. Effect of the origin of the modified surface layer on the structural strength of workpieces. *The Phys. of Met. and Metallography.* 2017. T.118, 6,608–620.
3. V.Subbotina, O.Sobol. Structure and properties of microarc oxide coatings on high-temperature aluminum alloy. *Machines. Technologies. Materials.* 2020. Vol. 14, Vup. 6, pp. 247–250.
4. Subbotina V.V., Bilozero V.V., Sobol' O.V. Elektrichna micnist' oksy'dny'x pokry'ttiv, sformovany'x metodom mikrodogovogo oksy`duvannya. *Persp. texn. ta pry'l.* 2020, 16, pp. 134–140.
5. Ya. Nemyrovskiy, E.Posvyatenko... Technical-Economic Aspects of the Use of Technological Process of Deforming Broaching. *DSMIE* 2019, pp. 238–247.
6. Sathiyamoorthi Praveen, Hyoung Seop Kim. High-Entropy Alloys: Potential Candidates for High-Temperature Applications – An Overview. *Advanced Engineering Materials.* 2017. V. 20.
7. I.A. Ovid'ko, R.Z. Valiev, Y.T. Zhu. Review on superior strength and enhanced ductility of metallic nanomaterials. *Progress in Materials Science.* 2018, vol.94, pp. 462–540.
8. K.Ming, X.Bi, J.Wang. Strength and ductility of CrFeCoNiMo alloy with hierarchical microstructures. *International Journal of Plasticity*, 2019, pp. 1–14.
9. Yastrebov, V. A., Anciaux, G. & Molinari, J. F. On the accurate computation of the true contact area in mechanical contact of random rough surfaces. *Tribol. Int.* 2017. Vol. 114, pp. 161–171.
10. Papangelo, A., Hoffmann, N., & Ciavarella, M. (2017). Load-separation curves for the contact of self-affine rough surfaces. *Scientific reports*, 7(1), 6900.
11. Zhao J., Vollebregt E., Oosterlee C. Extending the BEM for elastic contact problems beyond the half-space approach. *Math. Modelling and Analysis.* 2016, vol. 21(1), pp. 119–141.
12. Li, Q. and Popov, V. L. Non-adhesive Contacts With Different Surface Tension Inside and Outside the Contact Area. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2020, vol. 6, pp. 63.
13. Li Q., Pohrt R., Lyashenko I. A., Popov V. L. (2019). Boundary element method for nonadhesive and adhesive contacts of a coated elastic half-space. *Proc. Inst. Mech. Eng. J* 234, pp. 73–83.
14. MorteX method for contact along real and embedded surfaces: coupling X-FEM with the Mortar method B. R. Akula, J. Vignollet, V. A. Yastrebov. *Mechanics of Solids*. 2017, vol. 52, pp. 435–443.
15. P. Wriggers, W.T. Rust, B. D. Reddy. A virtual element method for contact. *Computational Mechanics*, 2016, vol. 58, pp. 1039–1050.
16. V.L.Popov, L.Voll, S.Kusche, Q.Li, S. V. Rozhkova. Generalized master curve procedure for elastomer friction taking into account dependencies on velocity, temperature and normal force. *Tribology International*, April 2018, vol. 120, pp. 376–380.
17. Tkachuk N. A., Kravchenko S. A., Pylev V. A., Parsadanov I. V., Grabovskij A. V., Veretel'nik O. V.. Diskretno-kontinual'noe uprochnenie kontaktirujushhih jelementov konstrukcij: koncepcija, ma-tematicheskoe i chislennoe modelirovanie. *Nauka i tehnik (Belarus')*. 2019. T. 18, no. 3. pp. 240–247.

18. Kontinualnaya i diskretno-kontinualnaya modifikatsiya poverhnostey detaley : monografiya / N. A. Tkachuk [i dr.] tehn. un-t "Khar'kov. polytehn. yn-t". Har'kov : Shhedra sadyba pljus, 2015. 259 p.

Надійшла (received) 21.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Кравченко Сергій Олександрович (Кравченко Сергей Александрович, Kravchenko Serhii) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Двигуни внутрішнього згорання», м. Харків, Україна; e-mail: dvskhpi2016@gmail.com

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola A.) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andrey) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Веретельник Олег Вікторович (Веретельник Олег Викторович, Veretelnyk Oleg) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>. тел.: (057)7076166; e-mail: veretelnyk.oleg@gmail.com

Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola M.) – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org

Гречка Ірина Павлівна (Гречка Ирина Павловна, Hrechka Iryna) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4907-9170>; e-mail: girinap7@gmail.com

Васильєв Антон Юрійович (Васильев Антон Юрьевич, Vasiliev Anton) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8106-0950>; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org.

Льозний Олег Сергійович (Лезный Олег Сергеевич, Lozny Oleg) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент гр. МІТ87Б(ТМ), м. Харків, Україна; e-mail: s1708@tmm-sapr.org

Чала Юлія Сергіївна (Чалая Юлия Сергеевна, Chala Yuliia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студентка гр. МІТ87Б(ТМ), м. Харків, Україна; e-mail: s1713@tmm-sapr.org

С. А. НАЗАРЕНКО, Н. А. ТКАЧУК, С. И. МАРУСЕНКО

ОСНОВНЫЕ РАБОТЫ ПРОФЕССОРА Я. М. МАЙЕРА (ОБЗОРНАЯ СТАТЬЯ)

Статья посвящена обзору научной и педагогической деятельности видного ученого в области двигателестроения и машиноведения, одного из организаторов высшей школы Украины, общественного деятеля, профессора Я. М. Майера. В биографической работе выполнено первое исследование сложного жизненного пути и разностороннего творческого наследия последнего ректора Харьковского технологического института, основателя и директора Украинского научно-исследовательского института двигателей внутреннего сгорания, директора и научного руководителя Украинского научно-исследовательского авиационного института, одного из создателей прославленного дизельного двигателя В-2, одного из заведующих кафедры «Теория механизмов и машин» Якова Моисеевича Майера.

Ключевые слова: двигатель; машиноведение; высшее техническое образование; Я.М. Майер; ХПИ; научная школа; ГП ХКБД; дизель

С. О. НАЗАРЕНКО, М. А. ТКАЧУК, С. І. МАРУСЕНКО

ОСНОВНІ РОБОТИ ПРОФЕСОРА Я. М. МАЙЕРА (ОГЛЯДОВА СТАТТЯ)

Стаття присвячена огляду наукової і педагогічної діяльності видатного вченого в галузі двигунобудування та машинознавства, одного з організаторів вищої школи України, громадського діяча професора Я. М. Майера. У біографічній роботі виконано перше дослідження складного життєвого шляху і різнобічного творчого доробку останнього ректора Харківського технологічного інституту, засновника і директора Українського науково-дослідного інституту двигунів внутрішнього згорання, директора та наукового керівника Українського науково-дослідного авіадизельного інституту, одного з творців прославленого дизельного двигуна В-2, одного із завідувачів кафедри «Теорія механізмів і машин» Якова Мойсейовича Майера.

Ключові слова: двигун; машинознавство; вища технічна освіта; Я. М. Майер; ХПІ; наукова школа; ДП ХКБД; дизель.

S. NAZARENKO, M. A. TKACHUK, S. MARUSENKO

MAIN WORKS OF PROFESSOR YA. M. MAYER (A REVIEW)

The article is devoted to an overview of the scientific and pedagogical activities of a prominent scientist in the field of engine building and mechanical engineering, one of the organizers of the higher school of Ukraine, a public figure, Professor Ya. M. Mayer. In the biographical work, the first study of complex life path and versatile creative heritage of the last rector of Kharkiv Technological Institute, the founder and director of the Ukrainian Research Institute of Internal Combustion Engines, director and scientific leader of the Ukrainian Research Aviation Diesel Institute, one of the creators of the famous V-2 diesel engine, one of the heads of the department «Theory of Mechanisms and Machines» Yakov Moiseevich Mayer.

Keywords: engine; engineering science; higher technical education; Ya. M. Mayer; KhPI; scientific school; SE “KhKBD”; diesel

Введение. Создание в Харькове прославленного двигателя В-2, модификации которого много десятков лет успешно применяются в военной технике и народном хозяйстве, по праву считается наивысшим достижением советского дизелестроения [1–4]. Возникает вопрос (особенно актуальный в нынешнее время), каким феноменальным образом отсталая в техническом отношении советская промышленность в бедной стране смогла создать первый в мире массовый танковый дизель. Это исследование раскрывает некоторые малоизвестные уникальные данные из профессиональной научно-технической деятельности создателей двигателя В-2.

Цель работы – первое исследование сложного жизненного пути в зловещее время и разностороннего творческого наследия одного из создателей прославленного дизеля В-2 Якова Моисеевича Майера – последнего ректора Харьковского технологического института (ХТИ), основателя и директора Украинского научно-исследовательского института двигателей внутреннего сгорания (УНИИДВС), директора и научного руководителя Украинского научно-исследовательского авиационного института (УНИАДИ), ставших базой нескольких обретших мировое признание опытно-конструкторских бюро (КБ). Особое внимание уделено участию Майера в формировании многих поколений высококвалифицированных инженеров и ученых, разработке судовых, танковых, тракторных и комбайновых двигателей

Основная часть. Яков Майер, сын мещанина, родился 30 декабря 1893 г. в Мелитополе Таврической

губернии Российской империи (ныне Запорожская область Украины). Закончив в 1914 г. реальное училище в Мелитополе, Яков поступил в политехникум в городе Гент (Бельгия). Он был участником Первой мировой и Гражданской войн [5–7]. В 1915–1918 гг. Я. М. Майер находился в австро-венгерском плену.

Майер начал учиться в 1919 г. на механическом факультете ХТИ. Брат Якова Моисеевича – Лев Майер тоже закончил ХТИ, работал заместителем директора Научно-исследовательского углехимического института, заведующим кафедрой химии Харьковского механико-машиностроительного института (ХММИ) [7].

Теоретическую механику в ХТИ в те годы преподавал заслуженный профессор Н. А. Столяров, в дальнейшем внештатный академик Всеукраинской академии наук (АН), председатель математической секции при академии. Курсы лекций по графической статике, проектированию, черчению читал профессор М. А. Воскресенский. Яркое впечатление на Майера оказали лекции по методам испытания материалов и прикладной механике заслуженного профессора Я. В. Столярова [6, 7].

Курсы лекций по сопротивлению материалов и строительной механике читали заведующий механической лабораторией ХТИ Серебровский В. М. и Иловайский А. С., в последующем заслуженный деятель науки УССР. Ректор ХТИ (1922–1923 г.), заведующий машинной лабораторией по испытанию тепловых двигателей

© С. А. Назаренко, Н. А. Ткачук,
С. И. Марусенко, 2021

лей ХТИ Г. Ф. Бураков преподавал техническую термодинамику. Курсы лекций по регуляторам хода машин читал декан механического факультета (1924–1929 гг.) Г. Ф. Проскура, в последующем член Президиума и председатель отделения технических наук АН Украины [7]. Декан механического факультета (1923 г.) В. Г. Карпенко читал курсы лекций по термическим двигателям. Начальник теплового цеха (для производства ДВС) Харьковско-паровозостроительного завода (ХПЗ, в дальнейшем Государственное предприятие (ГП) "Завод имени В.А. Малышева") В. Т. Цветков читал курсы лекций по двигателям внутреннего сгорания, газовым машинам, дизелям [8–10].



Фото Я. М. Майера в различные жизненные периоды

Среди учителей Майера были также ректор (1920–1922 гг.) Харьковского университета А. П. Пшеборский; И. М. Бабаков и Я. Л. Геронимус (впоследствии заслуженные деятели науки и техники УССР), Ю. Нейман (впоследствии директор статистической лаборатории Калифорнийского университета, член Национальной академии наук США), А. А. Алов (впоследствии директор НИИ сельскохозяйственного машиностроения). Еще, будучи студентом, Майер работал по совместительству в Техническом совете ХТИ и председателем бюро политкомиссаров вузов Украины при Наркомпро-се республики [6, 7].

В одно время с Майером учились К. Ф. Челпан; Я. Е. Вихман; И. П. Бондаренко, П. П. Парфенов, А. Д. Брускин (впоследствии нарком (министр) машиностроения СССР (1937 г.), С. В. Саленков (впоследствии директор Харьковского тракторного завода (ХТЗ)), А. А. Беликов (в дальнейшем технический директор треста «Востокосталь»), Е. Г. Шумский-Ханин, Н. М. Глаголев, Г. И. Аптекман – один из основоположников кафедры ДВС Харьковского автомобильного института Н. М. Гиршберг и др. [7–11].

В 1924 г. Я. М. Майер окончил с отличием механический факультет ХТИ по специальности «Теплотехника» (специализация по двигателям внутреннего сгорания (ДВС)). Он защитил дипломный проект под руководством основоположника научной школы в области двигателестроения В. Т. Цветкова [10].

В 1924–1928 гг. Я. М. Майер работал инженером–конструктором на ХПЗ, заведовал отделом тепловых двигателей (на базе которого был организован дизельный отдел (ДЗО) под руководством К. Ф. Челпана), где занимался освоением производства судовых и стационарных дизелей «Зульцер». В 1925–1928 гг. Майер проходил научные стажировки за границей: в Дрезденском политехникуме, а также на двигателестроительных заводах фирм Дейц, Крупп, MAN (Германия) и Зульцер (Швейцария) [5, 7].

Параллельно Я. М. Майер был секретарем (заместителем декана) механического факультета, ассистен-

том, преподавателем ХТИ (1923–1929 гг.). Руководитель (1925 г.) теплотехнической лаборатории ХТИ проходил обучение в аспирантуре научно-исследовательской кафедры по паротеплотехнике при ХТИ под руководством заведующего Г. Ф. Буракова. На кафедре функционировала секция двигателей внутреннего сгорания, заведующим которой был В. Т. Цветков. Работа «Бескомпрессорные дизель-моторы» (объем – 134 с., предисловие профессора В. Т. Цветкова) была опубликована Майером в 1927 г. [7].



Выпускники и их учителя. Слева направо 1-й ряд: С. В. Саленков, Я. М. Майер, В. Т. Цветков, Г. Ф. Проскура, А. А. Беликов. 1924 год [10]

С 13 марта 1928 г. по 1 октября 1929 г. Я. М. Майер был ректором ХТИ [5, д. 10770, д. 82145]. Институт обеспечивал увеличивающиеся потребности заводов в высококвалифицированных инженерных кадрах. ХТИ значимо помогал предприятиям в проведении конструкторских и технологических работ, обогащал плодами своих научных разработок опыт производства и эксплуатации техники.

При ректоре Я. М. Майере были сформированы годовичные подготовительные курсы, на которых обучалось 215 человек. Производственная практика была поднята до 10 месяцев, а с 1929 г. стала постоянной (оригинальный прообраз современного дуального образования). Под руководством Я. М. Майера началось строительство электротехнического корпуса ХТИ [11].

Среди множества студентов, обучавшихся в то время у Я. М. Майера и ставших прославленными специалистами, выделим главных конструкторов, заслуженных деятелей науки и техники, лауреатов многих Государственных премий СССР Ж. Я. Котина, А. М. Кригера, Г. Е. Лозино-Лозинского; директоров заводов, Героев Социалистического Труда П. Д. Лаврентьева, Н. Я. Мирошниченко, С. А. Скачкова; академика АН УССР Г. В. Карпенко [12, 13]. Отметим, что превосходное знание иностранных языков, полученное в ХТИ Я. М. Майером, К. Ф. Челпаном, И. Я. Трашутиним, А. М. Кригером и др., очень помогли им в дальнейшей работе.

На базе и территории ХТИ в то время было сформировано несколько НИИ. В 1929 г. была создана научно-исследовательская лаборатория (НИЛ) ДВС во главе с заведующим Я. М. Майером [14, 15]. Организационно НИЛ ДВС входила в состав Украинского НИИ промышленной энергетики (УНИИПЭ), а располагалась на территории ХТИ. НИЛ ДВС насчитывала вначале 6 станков и 45 сотрудников, среди которых отметим аспиранта Ю. Б. Моргулиса, Н. М. Глаголева, И. В. Астахова.



На фото: Я. М. Майер; директор Высшей школы промышленной физики и химии (ESPCI ParisTech), почётный член АН СССР, иностранный член Лондонского королевского общества П. Ланжевэн; проф. М. И. Сахаров, П. П. Копняев, М. И. Некрич, А. Н. Щукарев, А. В. Желеховский; асс. В. П. Аполлосов, С. В. Борисоглебский, Н. Ю. Помазанов (ХТИ, 1928 г. [11])

В 1929 г. ХТИ был переименован в Харьковский политехнический институт (ХПИ). На основе механического факультета ХПИ начал деятельность ХММИ. В 1930 г. при участии Я. М. Майера был создан физико-механический факультет ХММИ, организованный, чтобы «выпускать не рядовых инженеров, а ведущих деятелей в прикладной науке» [16]. Согласно приказу № 15 по ХММИ от 19 июля 1930 г. была образована кафедра «Двигатели внутреннего сгорания». Главный инженер (технический директор) ХПЗ В. Т. Цветков был назначен заведующим кафедрой, профессор (1929) Я. М. Майер - зав. специальностью [10].

По инициативе Я. М. Майера и первого главного конструктора танкового дизелестроения ХПЗ К. Ф. Челпана 15–19 апреля 1931 г. в Харькове была проведена 1-я Всеукраинская конференция по тяжелым ДВС [7]. В 1931 г. была проведена и I Всесоюзная дизельная конференция. В решениях конференций признавалось, что техническое состояние разработанных конструкций быстроходных дизелей обуславливает возможность их внедрения в автотракторную и авиационную промышленность.

В НИЛ ДВС пришли новые сотрудники: С. А. Бельгов, Г. В. Бражниченко, П. Е. Саблев, Н. М. Гиршберг, Ю. А. Гопш и др. Основную тематику НИЛ ДВС, которая с 11 мая 1931 г. стала самостоятельной единицей, составляли работы по выбору типов двигателей для транспортных машин и перевод их на тяжелые виды топлива [14].

Среди трудов Я. М. Майера того периода отметим «Результаты исследования судового двигателя дизеля системы завода бр. Зульцер марки 4-S-47 постройки Харьковского паровозостроительного завода им. Коминтерна» в соавторстве с Моргулисом (Харьков-Киев : тех. изд-во, 1932. 106 с.); «К вопросу о выборе типа нефтяного двигателя малой мощности для различных областей народного хозяйства СССР» (Харьков, 1931, 102 с.) и «Порівняльна оцінка безкомпресорних дизель-двигунів Зульцерової системи марки RK та Дейцевої системи марки РК» в соавторстве с Гиршбергом (Харьков-Киев : Тех. изд-во, 1931. 68 с.). В годы первой пятилетки (1928–1932) ХПЗ в кратчайшие сроки из советских материалов освоил новую продукцию – двухтактные бескомпрессорные дизели типа «Зульцер» [7].

НИЛ ДВС получила задание в 1931 г. на проекти-

рование дизеля для тяжелого бомбардировщика с высокой топливной экономичностью при достаточной мощности и минимальной массе. В то же время в аналогичном направлении была развернута работа в организованном в 1930 году отделе нефтяных двигателей (заведующий – А. Д. Чаромский) Центрального института авиационного моторостроения (ЦИАМ) [1–3].

НИЛ ДВС была реформирована 1 января 1932 г. в Украинский НИИ двигателей внутреннего сгорания (УНИИДВС), который с марта 1932 г. стал филиалом НИИ гражданского воздушного флота [14]. Я. М. Майер работал директором УНИИДВС, находившемся на территории ХПИ. В УНИИДВС работало в 1932 г. уже около 220 человек [2, 14].

Институт разработал эскизный проект четырехтактного V-образного 12-цилиндрового авиадизеля АД-1 мощностью 500 л.с. при частоте вращения 1600 об/мин [2, 14]. УНИИДВС (с конца 1932 г. Украинский научно-исследовательский авиадизельный институт) под руководством Я. М. Майера начал изготовление авиадизеля Н-3. В УНИАДИ вошла секция высотных агрегатов УНИИПЭ под руководством академика Проскуры, в дальнейшем заслуженного деятеля науки и техники Украины, лауреата Государственной премии СССР. Это позволило организовать в Украине центр по конструированию и постройке авиадизелей с большой высотностью.

Институт возглавлял научный руководитель и директор Я. М. Майер. Ввиду значимости выполняемых задач количество сотрудников быстро росло. На начальном этапе УНИАДИ занимался отладкой только одноцилиндровых блоков. Были спроектированы, опробованы и испытаны шесть вариантов (исполнители вариантов: Вовк, Асланов, Глаголев, Моргулис, Бейлинсон, Гиршман) [2, 14]. Расчеты рабочего цикла, динамический и прочностной расчеты были выполнены бригадой под руководством Н. М. Глаголева.

УНИАДИ были отданы для увеличения материальной базы и форсирования работ производственные зоны металлообрабатывающего завода. На них разместились конструкторское бюро, технологическая группа, литейный, механический и сборочный цех, лаборатория и испытательная станция. Площади и часть оборудования УНИАДИ, находившиеся в свое время на территории ХПИ, были переданы кафедрам авиационных двигателей Харьковского авиационного института (ХАИ) и ДВС ХММИ, сформировавших мощный своеобразный учебно-научно-технический центр [8].

Под руководством Майера сформировался коллектив исследователей и конструкторов по ключевым направлениям создания авиационных дизелей. В УНИАДИ на 1.01.1934 г. работали 399 человек [2, 14]. Институт сотрудничал с ХПЗ в разработке тяжелых дизелей, в том числе для военно-морского флота (в частности для подводных лодок).

Среди своих товарищей по учебе в ХТИ, а после этого преподавателей ХТИ, ХПИ, ХАИ и ХММИ, которых Я. М. Майер привлек к работе в УНИИДВС (НИЛ ДВС УНИИПЭ, УНИАДИ, НИИ-466, НИИ-1600), отметим начальников отдела теоретических исследований Н. М. Глаголева и конструкторского бюро Г. И. Аптекмана, главного инженера опытного завода (1934 г.) и ученого секретаря (1936 г.) УНИАДИ Н. М. Гиршберга.

Заведующий отделом физико-механических испытаний Украинского НИИ металлов Е. Г. Шумовский, которого Я. М. Майер привлек к преподаванию в ХТИ и ХММИ, стал научным руководителем по цветному литью УНИАДИ. В дальнейшем специалист по расчетам рабочего цикла Н. М. Глаголев стал профессором, доктором технических наук (1948), заведующим кафедрой ДВС (1954–1970 гг.) ХПИ, Н.М. Гиршберг – заведующим кафедрой прикладной механики и деталей машин Харьковского горно-индустриального института, Е. Г. Шумовский – заслуженным деятелем науки и техники Украины [7].

В деятельности УНИИДВС (НИЛ ДВС УНИИПЭ, УНИАДИ, НИИ-466, НИИ-1600) принимали участие многие ученики Я. М. Майера – студенты, а затем выпускники ХТИ и ХММИ: главный инженер УНИАДИ, аспирант ХТИ С.А. Бельгов; начальник экспериментального отдела УНИАДИ и НИИ-1600 Ю. Б. Моргулис, инженер-исследователь, старший инженер-конструктор, руководитель группы УНИАДИ П. Е. Саблев; начальник лабораторий УНИАДИ (1932–1937 гг.) И.Л. Сквирский, лаборант НИЛ ДВС (1930 г.), старший инженер отдела динамических расчетов УНИАДИ (1932 г.) старший научный сотрудник НИИ-1600 Ю. А. Гопп, аспирант ХПИ И.Н. Снагинский, инженеры УНИАДИ И. В. Асланов, А. Г. Вовк, М. С. Беренсон и др. [14, 18, 19]. Ю. Б. Моргулис, Ю. А. Гопп и др. одновременно преподавали в ХММИ [15–20].

В дальнейшем Ю. Б. Моргулис стал главным конструктором по двигателям Сталинградского тракторного завода (СТЗ) во время войны, главным конструктором Главдизеля Минтрансмаша (1948 г.), создателем дизель-турбинной установки для тяжелых танков; П. Е. Саблев – начальником лаборатории ХПЗ (1937–1940 гг.), руководителем КБ этого предприятия; И.Л. Сквирский – начальником лабораторий завода № 75, конструкторского бюро по дизелям Кировского завода в Челябинске; И.Н. Снагинский – начальником учебной части ХАИ [17]. И. В. Асланов стал в 1939 г. начальником Опытного конструкторского бюро по дизелям (ОКБ) Государственного союзного завода №75 НКАП (затем Наркомата среднего машиностроения).

Из числа сотрудников УНИИДВС (НИЛ ДВС УНИИПЭ, УНИАДИ, НИИ-466, НИИ-1600) – учеников профессора Майера вышли многие талантливые и известные ученые и специалисты. Среди них отметим заместителя главного инженера Государственного союзного завода №75 НКАП (затем Наркомата среднего машиностроения) завода им. Малышева, главного инженера Харьковского конструкторского бюро по дизелям С. И. Коропова, заместителя главного конструктора ряда заводов и КБ по дизелям М. А. Мексина; зам. главного конструктора завода № 100, ведущего специалиста по испытанию дизелей во ВНИИТрансмаш А. П. Покровского; начальника отдела топливной аппаратуры и систем автоматического регулирования НИИ двигателестроения И. В. Астахова; начальника сборочного цеха завода «Трансмаш» (Барнаул) Г. В. Бражниченко [2, 14]. П. Е. Саблев, М. А. Мексин и А. П. Покровский стали лауреатами Государственных премий СССР за создание танковых дизель-моторов.

Занимаясь конструированием и испытаниями бортовых двигателей под руководством Я. М. Майера,

начал техником в НИЛ ДВС свою научно-производственную деятельность выпускник Киевского автомобильного техникума В. Н. Челомей. Он, как тогда было принято, совмещал учебу на моторном факультете Киевского авиационного института с работой техником-конструктором в УНИИДВС. В дальнейшем В. Н. Челомей стал автором ряда открытий мирового значения по теории и динамике машин; академиком АН СССР, Генеральным конструктором ракетно-космической техники, лауреатом 4 Государственных премий, дважды был удостоен звания Героя Социалистического Труда [12, 21]. Под руководством выпускника ХММИ 1935 г., Генерального конструктора, Героя Социалистического труда, Лауреата Ленинской и Государственной премий, действительного члена АН УССР А. Г. Ивченко было разработано целое семейство поршневых и газотурбинных авиационных двигателей для самолетов и вертолетов самого разного класса высочайшего технического уровня.

Три организации (в т.ч. ХПЗ) параллельно занимались разработкой танкового дизеля (мощностью не ниже 300 л.с.) [4]. Адаптированные авиационные двигатели тогда широко применялись в танкостроении. Особую заинтересованность вызвал вариант авиадизеля Я. М. Майера [2, 14]. Судя по всему, собственно данный двигатель стал прототипом при разработке В-2 на ХПЗ, так как завод не имел опыта разработки быстроходных дизелей. Конструкторская документация проекта авиадизеля Я. М. Майера была передана в тепловой отдел ХПЗ или отдел «400» (специальное конструкторское бюро по проектированию танковых двигателей), созданное в 1931–1932 гг.

«Для ознакомления с результатами испытаний отсека, технологией изготовления агрегатов, сверки чертежей и др.» откомандировали в институт во главе с начальником (с 1931 г.) КБ дизельного отдела Я. Е. Вихманом группу ведущих конструкторов ХПЗ [2, 14]. С октября 1932 г. по февраль 1933 г. (в рекордно короткие сроки) был спроектирован двигатель, наименованный быстроходным дизелем БД – 2. Предполагалось, что этот двигатель можно будет использовать как для самолетов, так и для танков. Я. М. Майер консультировал работы по созданию двигателя БД-2 от УНИАДИ. «Авиационные» решения легли в основу проекта танкового варианта БД-2. Работе способствовало, что вместе с Майером в ХТИ учились директора ХПЗ И. П. Бондаренко и П. П. Парфенов, работавшие в группе ХПЗ по созданию дизеля Главный конструктор по машиностроению (с 1935 г.) К. Ф. Челпан, начальник дизельного КБ Я. Е. Вихман, начальник конструкторского бюро Т2К (1932 г.) И.С. Бер, начальник дизельного технологического бюро ХПЗ А. А. Краснов, старший конструктор по ДВС на ХПЗ П.-А.С. Ярин, главный инженер ХТЗ И. А. Деречинский и многие другие. Вместе с Я. М. Майером преподавали в ХТИ, ХПИ, ХММИ К. Ф. Челпан, Я. Е. Вихман, П.-А.С. Ярин. И. А. Деречинский и другие [17].

Студенты ХММИ работали и проходили эксплуатационную, технологическую и преддипломную практику в цехах и КБ ХПЗ, УНИАДИ. У профессора Я. М. Майера в ХТИ, ХПИ, ХММИ учились принимавшие участие в создании прославленного дизеля В-2 старший инженер-конструктор дизельного отдела, помощник

начальника (с 1937 г.) отдела опытных работ ХПЗ И.Я. Трашутин, заместитель (1941 г.) Главного конструктора СКБ-75 А.К. Башкин, заведующий технологической секцией (с 1936 г.) В.П. Кошарновский, начальник техотдела завода № 75 А. И. Крицын, конструктора В.А. Венедиктов, Е. И. Артемьев М. Н. Найш, Б. Н. Струнге и многие другие [17].

В дальнейшем М. Н. Найш работал главным инженером Луганского паровозостроительного (тепловозостроительного) завода, А. И. Крицын – заместителем министра оборонной промышленности СССР, В. А. Венедиктов – главным конструктором ПО «Турбомоторный завод» (ранее завод №76), Е. И. Артемьев – директором Барнаульского завода транспортного машиностроения (ранее завод №77), Б. Н. Струнге – Главным конструктором дизельных двигателей государственного предприятия «Завод им. Малышева» [2, 13, 17, 22]. И.Я. Трашутин, В.П. Кошарновский, А. И. Крицын, Е. И. Артемьев Б. Н. Струнге и М. Н. Найш стали лауреатами многих Государственных премий.

Специалисты УНИАДИ во главе с Я. М. Майером принимали участие в отработке рабочего процесса двигателя, выполнили все необходимые прочностные и термодинамические расчеты, отработали процесс на одно- и 2-цилиндровых установках [14]. В 1934 г. был изготовлен первый рабочий образец авиадизеля АД-1. К началу июня 1935 г. этот мотор проработал 19 ч и показал мощность 427 л.с. при 1200...1300 об/мин, что соответствовало расчетам. В 1935 г. создан авиационный вариант дизеля БД-2А. Его проектная мощность составляла 600 л.с. при 1850 об/мин.

В этом варианте двигателя применялся наддув, который обеспечивал требуемую высотность силовой установки (нагнетатели для первых образцов взяли от авиадвигателей АМ-34РН). К концу декабря собрали два первых экземпляра БД-2А – один для доводочных испытаний, другой – для установки на самолет-разведчик Р-5. 14 января 1936 г. дизель был опробован на самолете, состоялась также первая скоростная рулежка с подлетом. На другой день самолет поднялся в воздух и выполнил облет аэродрома, набрав высоту 400 м [2, 14].

В июле начались летные испытания самолета Р-5 с БД-2А, продолжавшиеся полгода. Затем состоялся перелет из Харькова в Москву, где были выполнены демонстрационные полеты перед руководством наркоматов и обратный перелет в Харьков. На земле и в воздухе дизель проработал 61,5 ч. Работы пришлось свернуть после изготовления трех экземпляров АД-1, так как очередные стендовые испытания, проведенные на ХПЗ в январе–марте 1937 г., снова выявили неполадки и дефекты танкового дизеля, заставив сконцентрировать на нем все силы [2, 4].

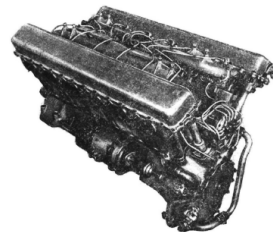
Так как ХПЗ не имел собственной опытно-исследовательской базы, то доводить БД-2 пришлось сотрудам УНИАДИ, а также специалистам, присланным из ЦИАМ. С целью концентрации работ по разработке быстроходных дизелей УНИАДИ перешел в состав ХПЗ в 1937 г. и получил название «НИИ завода – отдел 466» [2, 4, 14].

Значимость НИИ-466 для ХПЗ состояла в привлечении к разработкам как хорошо оборудованной опытной базы, так и квалифицированных специали-

стов. УНИАДИ обладал исследовательскими лабораториями, такими как динамическая, топливной аппаратуры, моторная (испытательная станция с тремя стендами); мощной производственной базой опытного производства (обрабатывающие и сборочный цеха) [2, 14].

Приобщение к заводу УНИАДИ в качестве научно-исследовательской базы ХПЗ фактически означало создание базового харьковского КБ по танковому дизелестроению (в дальнейшем ХКБД ПО «Завод имени Малышева»; Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению» (ГП ХКБД)). Я. М. Майер стал директором НИИ-466. Работа над быстроходным дизелем была ориентирована на разработку танкового варианта с его спецификой. Решения, отработанные на авиационном дизеле, применялись при доводке и освоении серийного выпуска его танковой версии [2, 4, 14].

Коллектив НИИ неотложно получил опытный отсек дизеля и начал его доводку, сделав вывод, что необходимо повышать точность изготовления и обработки деталей, попутно занимаясь ремонтом, испытаниями узлов и перспективными разработками. Одним из существенных новшеств стало тщательное выполнение радиусов, фасок и повышение точности изготовления деталей. На эти «мелочи» раньше не обращали внимания, что в итоге приводило к появлению мест концентрации напряжений и повышенного износа [2].



Опытный дизель БД-2



Дизель В-2-в музее истории танка Т-34

Из опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ, выполненных НИИ-466 в 1937 г., следует отметить следующие: освоение цветного литья под давлением – блоки, картеры, корпуса насосов и др. (в этих работах участвовали инженеры института Алпатов, Белостоцкий, Банас); испытания топливных насосов фирмы «Бош» с разработанными регуляторами (из десяти вариантов после испытаний выбран был один); отработка режимов закалки поршневых колец; исследования динамики шатунно-поршневой группы дизеля (исполнители Ю. А. Гопп и Н. М. Глаголев); исследования дизельной топливной аппаратуры под руководством И.Л. Сквирского; работы по пуску быстроходных дизелей, включая разработку инерционного стартера, выполненную П. Е. Саблевым (расчетная часть выполнялась Н. М. Глаголевым) [2, 4, 14].

Я. М. Майер руководил разработкой важнейших вопросов дизелестроения, в частности, демпфирования крутильных колебаний коленчатых валов быстроходных двигателей, конструированием топливной аппаратуры для дизелей [2, 14]. Большинство научных работ Я. М. Майера того времени носят закрытый характер.

Дизель БД-2 получил 5 сентября 1937 г. название

В–2. УНИАДИ принадлежит теоретическая и экспериментальная разработка параметров рабочего процесса быстроходного дизеля, на основе которого создан двигатель В–2. Постановлением правительства СССР от 1 ноября 1937 г. все работы по танковому дизелестроению сконцентрировались в Харькове на заводе № 183 (ХПЗ). Подробнее с процессом доводки можно ознакомиться в монографиях [2, 4]. Только после значимого усиления КБ завода за счет передачи УНИАДИ с его мощной исследовательской базой, включения существенных дополнительных сил значительно были форсированы работы, и дизель В–2 был доведен до принятия на производство и вооружение. Отметим, что прототипом танкового дизеля стал авиационный двигатель, а не автотракторный, как это сначала предусматривало техническое задание Управления моторизации и механизации РККА [2, 4].

А.Д. Чаромский и ряд его сотрудников в ЦИАМ за затягивание с доводкой отечественных дизелей в 1938 г. были арестованы по 58–й статье и получили стандартные 10 лет как «враги народа», однако попали не на лесоповал, а в тюремное КБ НКВД [2, 4].

Дизельное производство из состава ХПЗ в январе 1939 г. выделено в автономный завод № 75 наркомата авиационной промышленности, который должен был выпускать 10 000 моторов в год. В состав завода № 75 под названием НИИ–1600 вошел НИИ–466 [2, 4, 14].

Выпускник (1928 г.) ХТИ, главный инженер ХТЗ Я.И. Невяжский стал в 1939 г. главным инженером завода № 75. С октября 1941 г. Я. И. Невяжский руководил в Челябинске налаживанием производства танковых дизелей В–2, стал зам. директора «Танкограда», начальником Главка Наркомата танковой промышленности (1943–1945 гг.) [8].

Коллективом НИИ–1600 в 1939 г. был предложен проект рядного шестицилиндрового дизеля В–4 («половинки» В–2) мощностью 250...300 л.с. при 1800...2000 об/мин; проходил испытания серийный В–2, форсированный до 650 л.с.. К 1 сентября 1939 г. в НИИ–1600 собрали первые два рядных дизеля В–4, один из которых прошел 100–часовые испытания; за ним последовали еще три мотора, обкатанных на стенде. УНИАДИ передал танковому дизелестроению свой опыт по разработке конструкции, исследованию рабочего процесса, технологии изготовления дизелей [2, 4, 14].

Дизель В–2 был запущен в сентябре 1939 г. в серийное производство, через три месяца принят в трех модификациях на вооружение для танков типа Т–34 (В–2), гусеничных тягачей (В–2В), для тяжелых танков типа КВ (В–2К). Отметим, что основными создателями дизеля В–2 на ХПЗ стали выпускники ХТИ по специализации ДВС (а после этого преподаватели ХТИ и ХММИ): К. Ф. Челпан, Я. Е. Вихман, Я. М. Майер, Н. М. Глаголев, И. Я. Трашутин, П.-А. С. Ярин, Ю. Б. Моргулис, П. Е. Саблев, Г. И. Аптекман, Ю. А. Гопп и др. [2, 4, 14, 22].

Его разработка стала возможной благодаря формированию уникальной формы научно-технического сотрудничества преподавателей, выпускников и студентов ХТИ - УНИАДИ – Харьковский паровозостроительный завод (ХПЗ) в виде оригинального прообраза современных учебно-научно-производственных комплексов. При этом их объединенное комбинированное воздействие

существенно превосходило эффект каждого отдельно взятого компонента и их простой суммы [2, 4, 14].

Дизельный мотор В–2, созданный при непосредственном участии Майера, по праву можно считать выдающимся достижением отечественного машиностроения. Именно участие высококвалифицированных специалистов из УНИАДИ, а также использование материальной базы УНИАДИ позволили внедрить в производство танковый дизель В–2. Именно специалисты, воспитанные Майером, налаживали производство В–2, устанавливали его на танках БТ–7М, Т–34, КВ, ИС и САУ на их базе, его модификации – на тягачах, кораблях, в промышленных силовых установках [1–4, 14].

И. Я. Трашутин с октября 1941 г. стал главным конструктором по моторостроению ЧКЗ и специального конструкторского бюро № 75, которое он возглавлял 40 лет, дважды Героем Социалистического Труда. Его заместителем много лет был Я. Е. Вихман, лауреат Государственной премии СССР (1943 г.) за создание танковых дизель-моторов [10, 22]. Только при их участии было создано 87 модификаций исключительно основных типов двигателей для военной техники.

В 1939 г. Майер перешел на научно-педагогическую работу в ХММИ, возглавив кафедру теории механизмов и машин (ТММ) Он начал создавать учебную лабораторию кафедры. Ученики профессора Я. М. Майера – Ю. А. Гопп и выпускник 1939 г. Л. И. Штейнвольф, поступивший в аспирантуру по специальности «Динамика машин», в ХММИ проводили перед войной исследования проблем колебаний систем с ДВС и виброгашения (маятниковых антивибраторов) [12, 23].

В начале войны в сентябре 1941 г. народное ополчение ХММИ, возглавляемое командиром Я. М. Майером, строило фортификационные сооружения. На них гитлеровцы во время боев за Харьков осенью 1941 г. потеряли 120 тыс. солдат, сотни танков, автомашин и орудий, много другой военной техники [16].

В октябре 1941 года Я. М. Майер был освобожден от заведования кафедрой ТММ, так как принял руководство кафедрой ДВС ХММИ. Вместо него был назначен его ученик Ю. А. Гопп, впоследствии заведующий кафедрой ТММ и заместитель директора (с 1942 г.) Омского машиностроительного института по учебной и научной работе [18, 19].

ХММИ получил два пулемана и теплушку, в которых было загружено и отправлено из Харькова 15 октября 1941 г. самое ценное имущество. 24 ноября 1941 г. в г. Красноуфимске институт возобновил свою работу. Исполняющим обязанности ректора был Я. М. Майер. 1 декабря 1941 г. руководство кафедрой ТММ вновь было возложено на Я. М. Майера с временным исполнением обязанностей заведующего кафедрой ДВС (до 1944 г.) [5].

Всесоюзный комитет по делам высшей школы установил, что ХММИ в эвакуации должен готовить инженеров по шести специальностям, в т.ч. ДВС. Был оборудован кабинет двигателей внутреннего сгорания. На кафедре ДВС была смонтирована газогенераторная установка мощностью 500 л. с., применявшаяся во фронтовых условиях для обеспечения электроэнергией госпиталей, полевых хлебозаводов и других предприятий. Научные работы проводились и по другим направлениям. Например, исследовалась эффек-

тивность водяного охлаждения двигателей внутреннего сгорания [16].

Перед войной дизели выпускал лишь завод №75 в Харькове. С началом войны, их стал выпускать СТЗ, а несколько позже завод №76 в Свердловске и Челябинский Кировский (ЧКЗ). Но их не хватало. И в 1942 г в Барнауле был срочно выстроен дизельный завод №77 (первые десять дизелей дал в ноябре 1942 г).

1 августа 1944 г. приказом № 613 Народного комиссара танковой промышленности Союза ССР В. А. Малышева деятельность Опытного отдела 1600 по моторостроению была возобновлена. Начальником и научным руководителем отдела был назначен профессор Майер [14].

Среди выпускников 1945 г. кафедры ДВС ХММИ выделим А. Э. Симсона, ставшего доктором технических наук, заведующим кафедрой теплотехники и тепловых двигателей Харьковского института инженеров транспорта, Лауреатом Государственных премий СССР и Украины за разработку дизелей повышенной мощности и экономичности, Заслуженным деятелем науки и техники УССР [13].

Под руководством профессора Я. М. Майера в 1947 г. состоялась защита кандидатской диссертации Л. И. Штейнвольфом, в дальнейшем доктором технических наук, профессором кафедры теоретической механики ХПИ, руководителем научно-исследовательской группы силовых установок в Проблемной лаборатории по динамике и прочности машин [12].

После воссоздания в 1949 г. ХПИ профессор кафедры ДВС Я. М. Майер создал и возглавил базовую отраслевую лабораторию тракторных и комбайновых двигателей, которая способствовала обеспечению массового выпуска дизелей для народного хозяйства страны [16, 24]. Профессор Я. М. Майер вместе с коллективом кафедры ДВС поддерживал прочные творческие связи с промышленностью, активно участвовал в подготовке молодых специалистов для моторного производства на ХТЗ, а затем на Харьковском моторостроительном заводе «Серп и молот», специализированном на выпуске двигателей для тракторов и комбайнов [24]. Их кадровую основу составляли выпускники ХТИ, ХММИ и ХПИ

Выпускник 1935 г. ХММИ П. Е. Саблев работал директором Харьковского завода «Серп и Молот» (1950–1954 гг.), директором Харьковского тракторного завода (1954–1969 гг.), стал Героем Социалистического Труда (1966 г.), заслуженным машиностроителем УССР (1969 г.) [13]. И.А. Сериков начал в 1920 г. трудовую деятельность слесарем ХПЗ, окончил ХММИ. С 1962 г. он работал директором Харьковского моторостроительного завода «Серп и молот», стал Героем Социалистического Труда (1971 г.), лауреатом Государственной премии СССР.

За разработку конструкции и промышленное освоение сельскохозяйственного дизельного трактора ДТ-54 получили Государственную премию СССР в 1950 г. воспитанники ХТИ и ХММИ (ученики и соратники Я. М. Майера): заместитель министра сельскохозяйственного машиностроения СССР (1946–1953 гг.) П. П. Парфенов; главный конструктор ХТЗ Н. Г. Зубарев; главный конструктор Алтайского тракторного завода (АТЗ) М. С. Сидельников; заместители главного кон-

руктора Е. А. Саркисянц и Х.Я. Тейтельбаум [17].

Головное специализированное конструкторское бюро по двигателям (ГСКБД) в Харькове внесло выдающийся вклад в развитие тракторного и особенно комбайнового двигателестроения. В 1958 г. завод «Серп и молот» начал массовое производство дизелей серии СМД. Среди работавших в ГСКБД и учившихся в ХПИ у Я. М. Майера отметим генерального конструктора ГСКБД А.П.Строкова; начальника отдела рабочих процессов и перспективных разработок И. В. Парсаданова, Ю.П.Волощина. На базе первенца ГСКБД дизеля СМД-7 осуществилась дизелизация комбайнового парка СССР. Моторостроительный завод выпускал самые массовые дизельные двигатели семейства СМД для сельскохозяйственной техники — зерноуборочных, кормоуборочных и кукурузоуборочных комбайнов, для тракторов различного тягового класса производства Харьковского, Волгоградского, Онежского тракторных заводов, а также для различной дорожно-строительной техники. Массовое производство дизелей было освоено в Харькове на моторостроительном заводе «Серп и Молот» (с 1958 г.) и заводе тракторных дизелей (с 1973 г.). К 1974 г. моторостроительный завод «Серп и Молот» ежегодно выпускал свыше 190 тыс. дизелей более чем 100 модификаций различного назначения [24].

Ученик Я. М. Майера – выпускник ХММИ 1933 г. Б. Н. Середенко был организатором научного центра автомобильного транспорта УССР и с 1944 г. по 1947 г. первым директором ЦНИАТ (ныне ГП «ДЕРЖАВТОТРАНСНДПРОЕКТ»). В дальнейшем Б. Н. Середенко стал заведующим тракторозенергетическим отделом созданного Института машиноведения и сельскохозяйственной механики АН УССР. Отделом была создана экспериментальная база для исследования ДВС и износостойкости деталей тракторов [17].

Среди студентов-двигателистов, слушавших лекции Майера, выделим будущих видных ученых и специалистов: начальника КБ среднеоборотных двигателей государственного предприятия «Завод им. Малышева», лауреата премии Совета Министров СССР, заслуженного изобретателя СССР Ю. Г. Заславского; генерального конструктора центрального конструкторского бюро «Лазурит» М. И. Квашу; заслуженного деятеля науки и техники Украины, лауреата Государственной премии Украины в области науки и техники, Генерального конструктора Государственного предприятия «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению» Н. К. Рязанцева; первого заместителя Генерального конструктора Государственного предприятия «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению», заслуженного машиностроителя Украины Ю. С. Бородин; главного конструктора по тепловозным дизелям, лауреата Государственной премии СССР, заслуженного деятеля науки и техники Украины В. Н. Зайончковского, заместителей Генерального конструктора «АвтоВАЗ» М.А. Коржова и В.А.Вершигору, зам. генерального конструктора ПО «ГАЗ» М.Д. Пархоменко [8, 13, 22].

И. Я. Траштутина на посту Генерального конструктора ГСКБ «Трансдизель» Челябинского тракторного завода в 1981 г. сменил выпускник 1957 г. кафедры ДВС ХПИ В. И. Бутов, ставший Героем Социалистического Труда, заслуженным изобретателем, лауреатом Государственной премии СССР, заслуженным конструктором

ром. Его ближайшими соратниками были выпускники ХПИ: лауреаты Государственной премии СССР В. И. Олейников, В. А. Спаский, заслуженный конструктор В. Я. Ласюченко [8, 13, 22]. Под их руководством были созданы современные модификации дизеля В-2: В-84, В-58, В-92.

Я. М. Майер подготовил более 25 кандидатов и докторов технических наук. В предвоенном весеннем семестре 1940–1941 учебного года Я. М. Майер читал лекции потоку, на котором учился А. А. Грунауэр [25]. Выпускник кафедры ДВС 1948 года защитил в 1957 г. под руководством Я. М. Майера кандидатскую диссертацию «Исследование регуляторов тракторных дизелей». В дальнейшем А. А. Грунауэр стал доктором технических наук (1969), профессором (1972), заведующим кафедрой «Теория механизмов и машин» Харьковского политехнического института (1968–1993 гг.), приняв, таким образом, эстафету от своего Учителя.

В. Ф. Гроза защитил под руководством Я. М. Майера в 1956 г. кандидатскую диссертацию «Исследование влияния подачи топлива на работу быстроходного дизеля». С 1962 по 1977 гг. кафедрой теоретической механики ХПИ заведовал профессор В. Ф. Гроза.

Под руководством Я. М. Майера в 1963 г. защитил кандидатскую диссертацию «Исследование теплового состояния головки вихрекамерного тракторного дизеля» выпускник кафедры ДВС ХПИ 1954 г. Б. А. Левченко. Доктор технических наук (1991 г.), профессор (1991 г.), заслуженный работник образования Украины, академик АН высшей школы Украины был в 1979 – 2001 гг. заведующим кафедрой теплотехники ХПИ [6].

Выпускник кафедры ДВС ХПИ Б. Я. Хмелик защитил под руководством Я. М. Майера в 1964 г. кандидатскую диссертацию «Исследование влияния основных параметров закона подачи топлива на работу однокамерного тракторного дизеля». Потом он стал корифеем преподавания конструкции и агрегатов авиационных двигателей в ХАИ [13, 22].

Под руководством Я. М. Майера выпускник кафедры ДВС ХПИ 1954 года А. Ф. Шеховцов защитил в 1962 г. кандидатскую диссертацию «Исследование теплового состояния поршня вихрекамерного тракторного дизеля». Впоследствии он стал доктором технических наук, заведующим кафедрой ДВС ХПИ (1970–2001 гг.), заслуженным деятелем науки и техники Украины. Генеральный конструктор Украины по созданию двигателей для бронетехники Н. К. Рязанцев вместе с заведующим кафедрой ДВС профессором А. Ф. Шеховцовым в дальнейшем продолжили линию сотрудничества и стали инициаторами создания филиала кафедры ХПИ в ХКБД, задачей которого было повышение качества подготовки инженерных кадров и проведение научных исследований по актуальным проблемам ДВС специального назначения [8, 13, 22, 26].

Выпускник кафедры ДВС ХПИ 1958 И. И. Тимченко под руководством Я. М. Майера защитил в 1970 г. кандидатскую диссертацию «Влияние закона подачи топлива на работу однокамерного тракторного дизеля в различных условиях смесеобразования». Впоследствии он стал профессором, заведующим кафедрой ДВС Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, проректором ХНАДУ. А. Ф. Шеховцов и И. И. Тимченко вместе с бывшими студен-

тами Я. М. Майера, а затем профессорами: А. П. Марченко, И. В. Парсадановым, В. А. Пылевым, Ф. И. Абрамчуком были удостоены звания лауреатов Государственной премии Украины за комплекс учебников «Двигатели внутреннего сгорания», который является базовым в системе подготовки специалистов соответствующего профиля в вузах Украины [8, 13, 22].

Под руководством Я. М. Майера также были защищены кандидатские диссертации «Акустический наддув быстроходного дизеля» (М. А. Бутов, 1961 г.); «Исследование тракторного дизеля с вихрекамерным смесеобразованием» (А. Д. Гурлянд, 1963 г.); «Акустический наддув четырехцилиндрового тракторного дизеля» (В. В. Данилов, 1963 г.); «Исследование процесса подачи топлива в быстроходном дизеле» (А. И. Исаев, 1953 г.); «Исследование влияния степени сжатия на работу 4-х тактного быстроходного дизеля с неразделенной камерой сгорания» (Г. Н. Кидина, 1953 г.); «Исследование некоторых погрешностей при индицировании дизелей электрическим индикатором» (М. П. Киселев, 1974 г.); «Исследование направленного движения воздуха в цилиндре однокамерного тракторного дизеля» (М. Л. Копылов, 1970 г.); «Исследование влияния параметров топливной системы быстроходного дизеля на процесс подачи топлива» (Ю. Н. Кроленко, 1963 г.); «Применение ступенчатого впрыска для тракторного дизеля при работе на различных топливах» (В. И. Кравец, 1964 г.); «Исследование теплового состояния распылителя форсунки тракторного дизеля» (Ю. В. Луцицкий, 1966 г.); «Исследование однокамерного тракторного дизеля при работе на различных топливах» (Ю. Д. Петков, 1966 г.); «Применение ступенчатого впрыска топлива в однокамерном тракторном дизеле с наддувом» (В. Ф. Подгорный, 1963 г.); «Исследование распыливания топлива впрыскивающей системой быстроходного дизеля» (М. Г. Сандомирский, 1951 г.); «Исследование неравномерности наполнения по цилиндрам вихрекамерного тракторного дизеля» (Г. Д. Статейко, 1968 г.); «Применение электроакустической аналогии для исследования влияния параметров конструктивных элементов дизельной топливной системы на продолжительность впрыска» (И. Г. Сухленко, 1973 г.); «Исследование тракторного дизеля при работе на переменной нагрузке» (Б. Б. Чагар, 1964 г.); «Исследование влияния резонанса колебаний давления во впускном тракте на наполнение тракторного дизеля, форсированного по оборотам» (А. Д. Якубов, 1970 г.); «Исследование влияния условий смесеобразования на индикаторные показатели работы однокамерного тракторного дизеля» (В. Д. Дульфан, 1973 г.).

Я. М. Майер также подготовил кандидатов технических наук для Болгарии и Вьетнама (Чан ни–Хонг, «Исследование влияния условий смесеобразования на работу вихрекамерного тракторного дизеля», 1970 г.; Нгуен–тат–Тьен, «Исследование вихрекамерного тракторного дизеля при повышенных значениях температуры и влажности окружающего воздуха», 1966 г.).

Под общей редакцией Я. М. Майера вышло много сборников научных трудов, посвященных вопросам конструирования, расчета и испытания тракторных и комбайновых двигателей. Член Ученого совета ХПИ был награжден многими орденами, медалями, дипломами [5, 6]. После продолжительной болезни Яков Моисеевич Майер скончался 29 февраля 1988 г. в Харькове.

Вывод. Мы должны сохранить светлую память о

Якове Моисеевиче Майере, учителе, выдающемся организаторе высшей технической школы, известном педагоге, общественном деятеле, видном ученом в области двигателестроения и машиноведения.

Список литературы

- Алехин С.А., Грицюк А.В. Опередившие время. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2011. № 1. С. 25–28.
- Зубов Е.А. *Двигатели танков* / ред. А.И. Пугачёва. Москва: НТП «Информтехника», 1991. 112 с.
- Ларин А. А., Журило Д. Ю. Создание дизеля В–2 – большое достижение харьковской науки и промышленности. *Проблемы та перспективи формування національної гуманітарно–технічної еліти*. Харків: НТУ «ХПІ». 2018. Вип. 48 (52). С. 221–225.
- Быстриченко А.В., Добровольский Е.И., Дроботенко А.П. и др. История двигателестроения на ХПЗ – заводе имени Малышева 1911–2001 гг. Харьков: Митець, 2001. 480 с.
- Архив Национального технического университета (Харьковский политехнический институт), д. 10770. Отдел кадров ХММИ. Личное дело. Майер Яков Моисеевич. Начато 31.12.1929 г. – Окончено 20.10.1948 г. 98 л.
- Костенко Ю. Т., Морозов В. В., Николаенко В. И., Сакара Ю. Д., Товажнянский Л. Л. *Харьковский политехнический: ученые и педагоги*. Харьков, 1999. 389 с.
- История Харьковского технологического института в лицах. URL: <http://library.kpi.kharkov.ua/vustavki/PREPODAVATELY.html>.
- Назаренко С. А., Н. А. Ткачук, С. И. Марусенко Эволюция в 20 веке разработок ученых и воспитанников ХПИ в области двигателестроения для военной техники. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Сер.: *Машинознавство та САПР*. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. № 1. С. 66–86. doi:10.20998/2079-0775.2020.1.09.
- Марченко А.П., Парсаданов И.В., Пылев В.А. Кафедра ДВС Харьковского политехнического: начало. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2011. № 1. С. 21–25.
- Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». URL: <http://sites.kpi.kharkov.ua/diesel/index.htm>.
- Тверитникова О. С., Посвятенко Н. И., Мельник Т. В. *Нариси історії розвитку прикладних технічних наук в Україні. З досвіду Харківського політехнічного інституту*: монографія / ред. Е. К. Посвятенко. Харків: НТУ «ХПІ», 2015. 272 с.
- Назаренко С. А., Ткачук Н. А. Обзор некоторых ключевых направлений исследований ученых НТУ «ХПИ» в области динамики конструкций. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Динаміка і міцність машин*. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 39 (1261). С. 49–56.
- Элита держави – видатні випускники Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» [Elite of the State – outstanding graduates of the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute"] / [упоряд. Л. Л. Товажнянский, Ю. Д. Сакара, А. В. Быстриченко та ін.]. Харків: НТУ «ХПІ», 2010. 188 с.
- Ларин А. А. О деятельности Украинского авиадизельного института в 1930–е гг. *8 Научные Чтения «Днепровская орбита–2013»*, 19–21 сентября 2013 г. Днепропетровск: 2013. С. 55–60.
- Андреев А. Г., Назаренко С. А. Основные работы ученых ХПИ в области анализа термонапряженных конструкций. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Динаміка і прочність машин. Харьков: НТУ «ХПИ». 2013. № 63 (1036). С. 3–11.
- Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». *История развития. 1885–2010* / уклад.: В. И. Николаенко, В. В. Кабачек, С. И. Мешкова [та ін.] ; за ред. В. И. Николаенка. Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. 408 с.
- Студенты и выпускники ХПИ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://library.kpi.kharkov.ua/uk/alphabet>.
- Архив Национального технического университета (Харьковский политехнический институт), д. 11921. Отдел кадров ХММИ. Личное дело. Гопп Юрий Аркадьевич. 2 л.
- Ларин А. А. Жизненный и творческий путь профессора Юрия Аркадьевича Гоппа. *Омский научный вестник. Сер.: Приборы, машины и технологии*. 2013. № 2 (120). С. 40–44.
- Центральный державний архів вищих органів влади та управління України. Ф. 4655, Оп. 1. Спр. 1. 47 арк.
- Бодрихин Н. Г. *Челомей. (Жизнь замечательных людей, вып. 1476)*. Москва: Молодая гвардия, 2014. 490 с.
- Марченко А. П., Парсаданов И. В., Пылев В. А. К 85–летию кафедры двигателей внутреннего сгорания. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2015. № 2. С. 3–12.
- Ткачук Н. А. Кафедра ТММ и САПР: к 50–летию факультета транспортного машиностроения. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2015. № 43 (1152). С. 92–106.
- Марченко А.П., Парсаданов И. В., Пылев В. А. Становление и развитие кафедры ДВС ХПИ. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2011. № 1. С. 42–48.
- Грунауэр А. А. Теория механизмов и машин: наука и люди. Воспоминания и раздумья. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Харків: НТУ «ХПІ», 2005. № 53. С. 177–182.
- Епифанов В. В., Ткачук Н. А., Назаренко С. А., Писарская Н. В., Марусенко С. И. Эволюция разработок ученых и выпускников ХПИ в области военных гусеничных и колесных машин в 20 веке (обзорная статья). *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. № 2. С. 30–50. doi:10.20998/2079-0775.2020.2.05.

References (transliterated):

- Alehin S.A., Gričuk A.V. Operedivšie vremja [Ahead of time]. *Dvigateli vnutrennego sgoranja*. 2011, no 1, pp. 25–28.
- Zubov E.A. *Dvigateli tankov* [Tank engines] / red. A.I. Pugachjova. Moscow: NTC «Informtehnika», 1991. 112 p.
- Larin A. A., Zhurilo D. Ju. Sozdanie dizelja V–2 – bol'shoe dos-tizhenie har'kovskoj nauki i promyshlennosti [Creation of diesel engine B–2 is a great achievement of Kharkov science and industry]. *Problemi ta perspektivi formuvannya nacional'noi' gumanitarno–tehnichnoi' eliti: zb. nauk. pr. za materialami Mizhnar*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2018, vol. 48 (52), pp. 221–225.
- Bystrichenko A.V., Dobrovol'skij E.I., Drobotenko A.P. i dr. *Istorija dvigatelestroenija na HPZ – zavode imeni Malysheva 1911–2001gg* [History of engine building at KhPZ – Malyshev plant 1911–2001]. Kharkov: Mitec', 2001. 480 p.
- Arhiv Nacional'nogo tehničeskogo universiteta (Har'kovskij politehničeskij institut), d. 10770. Otdel kadrov HMMI. Lichnoe delo. Majer Jakov Moiseevich. Nachato 31.12.1929 g. – Okončeno 20.10.1948 g [A private matter. Mayer Yakov Moiseevich. Started 12/31/1929 – Completed 10/20/1948]. 98 l.
- Kostenko Ju. T., Morozov V. V., Nikolaenko V. I., Sakara Ju. D., Tovazhnjanskij L. L. *Har'kovskij politehničeskij: uchenye i pedagogi* [Kharkov Polytechnic: scientists and teachers]. Kharkov, 1999. 389 p.
- Istorija Har'kovskogo tehnologičeskogo instituta v licah* [History of the Kharkov Institute of Technology in persons]. URL: <http://library.kpi.kharkov.ua/vustavki/PREPODAVATELY.html>.
- Nazarenko S. A., Tkachuk N. A., Marusenko S. I. Jevjolucija v 20 veke razrobotok učenyh i vospitannikov KhPI v oblasti dvigatelestroenija dlja voennoj tehniki. *Visnyk Nacional'nogo tehničeskogo universytetu «KhPI»*. Ser.: *Mashinoznavstvo ta SAPR*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2020, no. 1, pp. 66–86. doi:10.20998/2079-0775.2020.1.09.
- Marchenko A.P., Parsadanov I.V., Pylev V.A. Kafedra DVS Har'kovskogo politehničeskogo: nachalo [Department of DIC Kharkov Polytechnic: the beginning]. *Dvigateli vnutrennego sgoranja*. 2011, no. 1., pp. 21–25.
- Nacional'ny'j tehnichny'j univ'ersytet «Xarkiv's'ky'j politexnichny'j insty'tut» [National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»]. Available at: <http://sites.kpi.kharkov.ua/diesel/index.htm>.
- Tveritny'kova O. Ye., Posvyatenko N. I., Mel'nyk T. V. *Nary'sy' istoriyi rozvy'tku pry'kladny'x tehnichny'x nauk v Ukraini. Z dosvidu Kharkivs'kogo politehničeskogo insty'tutu*: monografija [Essays on the history of the development of applied technical sciences in Ukraine. From the experience of the Kharkiv Polytechnic Institute: a monograph] / red. E. K. Posvyatenko. Kharkiv: NTU "XPI", 2015. 272 p.
- Nazarenko S. A., Tkachuk N. A. Obzor nekotoryh ključevyh napravlenij issledovanij učenyh NTU "HPI" v oblasti dinamiki konstrukcij [Overview of some key areas of research scientists NTU "KPI" in the field of structural dynamics]. *Visnyk Nacional'nogo tehničeskogo universytetu «KhPI»*. Ser.: *Dy'namika i micznist' mashy'n*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2017, no. 39 (1261), p. 49–56.
- Elita derzhavy' – vy'datni vy'puskny'ky' Nacional'nogo tehničeskogo universytetu «Xarkiv's'ky'j politexnichny'j insty'tut»* / [uporyad. L. L. Tovazhnjans'ky'j, Yu. D. Sakara, A. V. By'strichenko ta in.]. Kharkiv: NTU «KhPI», 2010. 188 p.
- Larin A. A. O dejatel'nosti Ukrain'skogo aviadizel'nogo instituta v 1930–e gg [On the activities of the Ukrainian Aviation Institute in the 1930 years]. *8 Nauchnye Chtenija "Dneprovskaja orbita–2013"*, 19–21 sentjabrja 2013 g. Dnepropetrovsk: [b. i.], 2013, pp. 55–60.
- Andreev A. G., Nazarenko S. A. Osnovnye raboty učenyh HPI v oblasti analiza termonaprzazhennyh konstruktsij [The main work of scientists of KhPI in the field of analysis of thermally stressed structures]. *Visnyk Nacional'nogo tehničeskogo universytetu «KhPI»*, temat. vyp. *Dinamika i*

- prochnost' mashin*. Khar'kov: NTU «KhPI». 2013, no. 63 (1036), pp. 3–11.
16. *Nacional'nyj' tekhnichnyj' universytet «Karkivs'kyj' politexnichnyj' instytut». Istorija rozvy'tku. 1885–2010* [National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute». History of development. 1885–2010] / uklad.: V. I. Nikolayenko, V. V. Kabachek, S. I. Meshkovaya [ta in.]; za red. V. I. Nikolayenka. Khar'kov: NTU «KhPI», 2010. 408 p.
 17. *Studenty i vypuskniki KhPI* [Elektronnyj resurs]. Rezhim dostupa: <http://library.kpi.kharkov.ua/uk/alphabet>.
 18. *Arhiv Nacional'nogo tehniceskogo universiteta (Khar'kovskij politehniceskij institut), d. 11921* [Archive of the National Technical University (Kharkiv Polytechnic Institute), d. 11921]. Otdel kadrov HMMI. Lichnoe delo. Gopp Jurij Arkad'evich. 2 l.
 19. *Larin A. A. Zhiznennyj i tvorcheskij put' professora Jurija Arkad'evicha Goppa* [The life and career of Professor Yuri Arkadyevich Goppa]. Omskij nauchnyj vestnik. Ser: Pribory, mashiny i tehnologii. 2013, no. 2 (120), pp. 40–44.
 20. *Central'nij derzhavnij arhiv vishnih organiv vladi ta upravlinnja Ukraini* [Central State Archive of the Supreme Power and Administration of Ukraine]. F. 4655, Op. 1. P. 1. 47 ark.
 21. *Bodrihin N. G. Chelomej. (Zhizn' zamechatel'nyh ljudej, vyp. 1476)* [Chelomej. (Life of great people, no. 1476)]. Moscow: Molodaja gvardija, 2014. 490 s.
 22. *Marchenko A. P., Parsadanov I. V., Pylev V. A. K 85-letiju kafedry dvigatelej vnutrennego sgoranija* [To the 85-th anniversary of the department of internal combustion engines]. *Dvigateli vnutrennego sgoranija*. 2015, no. 2, pp. 3–12.
 23. *Tkachuk N. A. Kafedra TMM i SAPR: k 50-letiju fakul'teta transportnogo mashinostroenija* [Department of TMM and CAD: the 50th anniversary of the Faculty of Transport Engineering]. *Visnyk Nacional'nogo tehniceskogo universytetu «KhPI»*. 2015, no. 43 (1152), pp. 92–106.
 24. *Marchenko A.P., Parsadanov I. V., Pylev V. A. Stanovlenie i razvitie kafedry DVS KhPI* [The formation and development of the Department of DIC KhPI]. *Dvigateli vnutrennego sgoranija*. 2011, no. 1, pp. 42–48.
 25. *Grunaujer A. A. Teorija mehanizmov i mashin: nauka i ljudi. Vospomnanija i razdum'ja* [Theory of mechanisms and machines: science and people. Memories and Meditations]. *Visnyk Nacional'nogo tehniceskogo universytetu «KhPI»*. *Temat. vyp.: Mashinovedenie i SAPR*. Khar'kov: NTU "HPI". 2005, no. 53, pp. 177–182.
 26. *Yepifanov V. V., Tkachuk N. A., Nazarenko S. A., Pisarskaya N. V., Marusenko S. I. Evolyutsiya razrabotok uchenykh i vypusknikov KHPI v oblasti voyennykh gusenichnykh i kolesnykh mashin v 20 veke (obzornaya stat'ja)*. *Visnyk Nacional'nogo tehniceskogo universytetu «KhPI»*. Ser.: *Mashinoznavstvo ta SAPR*. Khar'kov: NTU "KhPI". 2020, no. 2, pp. 30–50. doi: 10.20998/2079-0775.2020.2.05.

Поступила (received) 02.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Назаренко Сергій Олександрович (Назаренко Сергей Александрович, Nazarenko Sergej) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8213-6590>; e-mail: nazarenkoserzh7@gmail.com

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідуючий кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Марушенко Світлана Іванівна (Марушенко Светлана Ивановна, Marusenko Svitlana) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1340-5491>; e-mail: svivmar@ukr.net

До 135-річчя НТУ «ХПІ»
 До 125-річчя ДП «Завод імені В. О. Малишева»
 До 95-річчя ДП «Харківське конструкторське бюро з
 машинобудування імені О.О. Морозова»

Н. В. ПИСАРСЬКА, В. В. ЄПІФАНОВ, С. О. НАЗАРЕНКО

ІСТОРІЯ РОЗРОБКИ ТА ВИРОБНИЦТВА ТРАКТОРІВ І ТЯГАЧІВ ХАРКІВСЬКИМИ КОНСТРУКТОРСЬКИМ БЮРО З МАШИНОБУДУВАННЯ ІМЕНІ О. О. МОРОЗОВА ТА ЗАВОДОМ ІМЕНІ В. О. МАЛИШЕВА (ОГЛЯДОВА СТАТТЯ)

У оглядовій статті систематизовано інформацію та досліджено яскраву історію проектування тракторів і тягачів на Державному підприємстві «Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О. О. Морозова» та їх виготовлення Державним підприємством «Завод імені В. О. Малишева»: від зародження подібного виробництва у Харкові до сьогодення. Розкрито роль Харкова у забезпеченні країни спеціальною технікою. Наведено докладні біографічні відомості про головних конструкторів зазначеної техніки, вказано їх роль у розробці та вдосконаленні конструкцій машин спеціального призначення. Надано основні технічні характеристики базових моделей тракторів і тягачів.

Ключові слова: трактор, тягач, ДП «Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О. О. Морозова», ДП «Завод імені В. О. Малишева», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут».

Н. В. ПИСАРСКАЯ, В. В. ЕПИФАНОВ, С. А. НАЗАРЕНКО

ИСТОРИЯ РАЗРАБОТКИ И ПРОИЗВОДСТВА ТРАКТОРОВ И ТЯГАЧЕЙ ХАРЬКОВСКИМИ КОНСТРУКТОРСКИМ БЮРО ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ ИМЕНИ А. А. МОРОЗОВА И ЗАВОДОМ ИМЕНИ В. А. МАЛЫШЕВА (ОБЗОРНАЯ СТАТЬЯ)

В обзорной статье систематизирована информация и исследована история проектирования тракторов и тягачей на Государственном предприятии «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению имени А. А. Морозова» и их изготовления Государственным предприятием «Завод имени В. А. Малышева»: от зарождения подобного производства в Харькове до настоящего времени. Раскрыта роль Харькова в обеспечении страны специальной техникой. Приведены подробные биографические сведения о главных конструкторах данной техники, указана их роль в разработке и совершенствовании конструкций машин специального назначения. Представлены основные технические характеристики базовых моделей тракторов и тягачей.

Ключевые слова: трактор, тягач, ГП «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению имени А. А. Морозова», ГП «Завод имени В. А. Малышева», Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт».

N. PYSARSKA, V. IEPIFANOV, S. NAZARENKO

HISTORY OF DEVELOPMENT AND MANUFACTURE OF TRACTORS AND PRIME-MOVERS BY THE STATE ENTERPRISE «KHARKIV DESIGN BUREAU OF ENGINEERING NAMED AFTER A. A. MOROZOV» AND STATE ENTERPRISE «MALYSHEV PLANT» (REVIEW ARTICLE)

The review article systematizes information and studies the history of designing tractors and prime-movers at the State Enterprise «Kharkiv Design Bureau of Mechanical Engineering named after A. A. Morozov» and their manufacture by the State Enterprise «Malyshev Plant» from the origin of such production in Kharkiv to the present time. The role of Kharkiv in providing the country with special equipment is revealed. Detailed biographical information about chief designers of this technique (B. N. Voronkov, N. G. Zubarev, M. N. Shchukin, A. I. Avtomonov, M. D. Borisyuk, A. D. Motrich, M. P. Kalugin, P. I. Sagir, B. I. Kalchenko) provided, their role in the development and improvement of designs of special-purpose machines is indicated. The main technical characteristics of basic models of tractors and prime-movers are presented. The main problems in the production of these types of equipment are mentioned. The article contains information about various modifications of AT-T, their main differences and purposes are indicated.

Keywords: tractor, prime-mover, SE «Kharkiv Design Bureau of Engineering Named after A. A. Morozov», SE «Malyshev Plant», National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»

Вступ. Трактори та тягачі займають важливе місце у різноманітних галузях народного господарства як цивільного, так і оборонного спрямування. Це зумовлює актуальність дослідження історії розробки та виробництва цієї техніки.

Слід зазначити, що Харків був і залишається потужним центром з проектування та випуску транспортних засобів різного призначення. У місті є відповідна розвинена виробнича база – Державне підприємство «Завод імені В.О. Малишева» (ДП «ЗіМ») і профільна конструкторська установа – ДП «Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О.О. Морозова» (ХКБМ). Крім того, підготовку інженерних кадрів і науковий супровід розробок здійснює Національний технічний університет «Харківський

політехнічний інститут» (НТУ «ХПІ»).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У науковій, науково-популярній та навчальній літературі з транспортних засобів докладно розглянуто питання їх устрою, функціонування окремих вузлів, агрегатів і машин у цілому, теорію руху, особливості рушіїв тощо. Що стосується досліджень історичних аспектів створення й удосконалення виробів, то такі, в основному, спрямовані на бойову техніку, насамперед танки та інші броньовані машини. До таких праць належить, зокрема, видання «Энциклопедия бронетехники. Гусеничные боевые машины» і «Полная энциклопедия тан-

© Н. В. Писарська, В. В. Єпіфанов,
 С. О. Назаренко, 2021

ков мира (1915–2000)», упорядником яких є Г.Л. Холявський; «Бронетехника XX века: танки, САУ, военные машины», яку упорядкували Р. Ісмагілов, Г. Корнюхін, Д. Марченко, Б. Проказов; книги О.В. Карпенка «Обзорные отечественной бронетанковой техники (1905–1995 гг.)», Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКОГО, Є.Є. Александрова, Л.М. Бесова, І.Є. Александровой «Танкоград: История. Люди. События», Є.Є. Александрова, В.В. Єпіфанова «Быстроходные гусеничные и армейские колесные машины: краткая история развития», оглядова стаття «Эволюция разработок ученых и выпускников ХПИ в области военных гусеничных и колесных машин в 20 веке» та ін. [1–7].

Метою статті є дослідження розвитку процесів розробки та виробництва тракторів і тягачів Харківськими підприємствами – ДП «ЗіМ» і ДП «ХКБМ», систематизація інформації щодо головних конструкторів цих машин.

Виклад основного матеріалу. Першим у Радянському Союзі на виробництво гусеничних машин став заснований у 1895 р. Харківський паровозобудівний завод (ХПЗ) (потім – завод № 183, завод № 75, Харківський завод транспортного машинобудування (ХЗТМ), зараз – ДП «ЗіМ»). Цей завод у квітні 1924 р. розпочав випуск трактора «Комунар», що був створений за іноземною ліцензією (прототип – німецький трактор *Напомаг*).

У травні 1923 року до Харкова прибув перший зразок з Німеччини. З'ясувалося, що 50-сильний бензиновий двигун при роботі на гасі досягає потужності всього 38 кінських сил (к.с.).

Разом із тим, бензину в СРСР не вистачало, тому конструкторська група під керівництвом інженера К.І. Мар'їна, яку сформували у складі технічної команди ХПЗ, вимушена була практично повністю переробити силову установку, а згодом і сам трактор, бо трансформований газовий двигун за габаритами виявився більше.

Конструкція трактора повторювала основні принципи тракторобудування часів Першої світової війни. Попереду розташовувався двигун та система охолодження, у середній частині – водій і трансмісія, у задній – бак для пального.

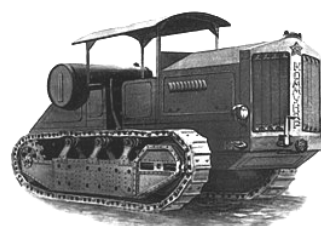
Усі деталі, що були виготовлені у прототипи з кольорових металів, на «Комунар» замінили на чавунні та сталеві з метою зниження вартості виробу. Крім того, довжину рами й гусениць збільшили для зменшення тиску рушія на ґрунт і покращення прохідності. Були й інші доопрацювання, що призвели до зміни конструкції.

Серійне виробництво трактора вдалося налагодити далеко не одразу. Основною причиною цього було те, що з 1,5 мільйонів карбованців, призначених для налагодження виробництва «Комунара», завод отримав лише 250 тисяч. Крім того, бракувало верстатів й іншого обладнання, держава мала гострий дефіцит високо-сортих легованих сталей, було недостатньо інструментів, кваліфікованих інженерів і робітників. Ці проблеми призвели до того, що в 1925 р. ХПЗ не виконав план у 300 тракторів і вийшов на таку потужність лише у 1930 р..

За шість років виробництва «Комунар» постійно модернізувався – крім базового газового варіанта Г-50

були виготовлені бензинові Г-15 (потужність 75 к.с.) і З-90 (потужність 90 к.с.). Трактори, яких всього виготовлено близько 2000, використовувалися не тільки в народному господарстві, але й у якості артилерійського тягача [8–11].

На початок 30-х рр. XX ст. «Комунар» морально застарів і перестав задовольняти вимогам за своїми тягловими характеристиками, рухомості, надійності, зручності застосування тощо. Армії був потрібен спеціальний швидкохідний гусеничний тягач для буксирування гармат масою до 10 т і виконання важких транспортних робіт. У 1927 р. («рік народження») ХКБМ) з числа конструкторів тракторного виробництва ХПЗ було сформовано конструкторську групу, яка у 1930 р. за завданням Головного артилерійського управління почала розробку такої машини під керівництвом Б.Н. Воронкова.



Трактор «Комунар»



Б.Н. Воронков

Борис Никанорович Воронков народився в 1896 р. у Слов'янську Ізюмського повіту Харківської губернії. Після закінчення Слов'янського реального училища поступив на механічне відділення Харківського технологічного інституту (потім – ХПЗ, зараз – НТУ «ХП») у 1914 р., яке закінчив з відзнакою у 1919 р.. Працював на інженерних посадах до рівня заступника головного інженера ХПЗ, з 1931 р. – завідувач транспортним сектором конструкторського відділу Харківського тракторного заводу. Репресований на початку 1930-х років.

З метою спрощення виробництва та забезпечення комплектуючими деталями було прийнято рішення про уніфікацію конструкції тягача та нового маневреного танка Т-24, який був розроблений і випускався з 1930 р. на ХПЗ. У 1931 р. зібрано декілька дослідних зразків тягача, що виконані за тракторною схемою. Випробування виявили суттєві недоліки конструкції та, головне, відсутність переваг щодо попередників. Хіби виробу усували під керівництвом М.Г. Зубарева.

Микола Гордійович Зубарев народився 5 грудня 1903 р. в Дружківці Бахмутського повіту Єкатеринославської губернії. У 1920–1922 рр. – технік Торецького заводу. Закінчив технічне училище (1922 р.), механічний факультет ХПЗ у 1930 р. з кваліфікацією «інженер-механік» за спеціальністю «Сільськогосподарське машинобудування». Одночасно працював з 1924 р. на ХПЗ на посадах старшого конструктора, завідувача конструкторським бюро, начальника тракторного відділу (з 1930 р.). Головний конструктор тракторобудівного відділу ХПЗ у 1932–1941 рр. та заводу №183 у Нижньому Тагілі (1941–1943 рр.). Головний інженер Харківського, Сталінградського управління з ремонту танків (1943 р.). Начальник конструкторського відділу Наркомата танкової промисловості СРСР (1943–1944 рр.). Головний конструктор ХПЗ, потім – Харківського тракторного заводу (з 1944 р.). За сумісництвом – ви-

кладач (з 1933 р.), професор (з 1949 р.) ХПІ. Автор наукових статей з тракторобудування й артилерійських установок. Двічі Лауреат Державної премії СРСР (1950 р., 1952 р.). Дійсний член Академії артилерійських наук СРСР (1947 р.).

Конструкція тягача зазнала кардинальних змін. Він отримав закриту кабину, частково уніфіковану з автомобілем ЗіС-5, та вантажну платформу з трьома відкидними бортами, тентом, який встановлювався за потребою, та двома поперечними сидіннями для 12 осіб. Крім того, розміри платформи дозволяли перевозити боєкомплект артилерійської системи, яка буксирується.



М.Г. Зубарєв



Тягач «Комінтерн»

Уперше у вітчизняній практиці на тягачі встановлено тяглову лебідку з силою тяги до 10 т та робочою довжиною 30 м. Машина вийшла дуже вдалою, у 1933 р. отримала назву «Комінтерн», у 1934 р. виготовлена установча партія з 50 тягачів, а з 1935 р. на ХПІ почалося серійне виробництво. Кожного місяця з конвеєра сходило 25–30 машин, всього їх було виготовлено біля 2000.

Вироби широко використовувалися в армії та народному господарстві. «Комінтерн» став першим вітчизняним спеціально сконструйованим тягачем, у ході розробки та виробництва якого знайшли оптимальне компонування. Він використовувався, перш за все, для буксирування практично всіх артилерійських гармат калібру 152 мм, іноді й 203 мм гаубиці Б-4 на гусеничному ході [3, 12, 13].

Поява на озброєнні артилерійських систем калібру 203–305 мм потребувала більшого, ніж у «Комінтерну», тяглового зусилля. Проектування нових тягачів, які отримали назву «Ворошиловець», розпочалося у 1935 р. під керівництвом М.Г. Зубарєва.

З самого початку в конструкцію заклали швидкохідний танковий дизель БД-2(В-2). У 1936 р. зібрали два зразки тягача, які протягом двох років проходили заводські та полігонні випробування, що успішно закінчилися влітку 1938 р..

Машина в цілому та двигун зокрема продемонстрували достатню надійність, потрібну працездатність і високу економічність. Так почалося широке застосування швидкохідних і легких транспортних дизелів типу В-2 на цьому та наступних швидкохідних тягачах середньої й важкої категорій за масою, що тривало протягом низки десятиліть. За завданням інженерного управління Радянської армії в 1937 р. на базі «Ворошиловця» розробили дослідний зразок швидкохідного роторного екскаватора-траншеєкопача «БЕ».

Тягач мав традиційну, як і в «Комінтерні», компоновку з переднім низьким розташуванням двигуна,

послідовно за ним – агрегати трансмісії, лебідки та привід задніх ведучих зірочок. У зв'язку зі значною довжиною та помірною висотою машини двигун раціонально розташували під підлогою kabіни, як потім стали робити й на інших тягачах.

Під час випробувань були виявлені певні недоліки: гусениця мала недостатні зчіпні показники; замалий ресурс показав головний фрикціон; підтікали сальники агрегатів; від вібрацій, ініційованих потужним двигуном, лопалися трубопроводи; за оцінкою водіїв лебідка була незручною у використанні тощо. Незважаючи на проблемні питання, наприкінці 1939 р. почалося виробництво (стендове збирання) тягачів, яке складало в середньому півтори машини на день.

У 1940 р. «Ворошиловець» разом з двома першими танками Т-34 в якості технічного забезпечення здійснив пробіг у складних зимових умовах від Харкова до Москви й назад. Під час усієї війни тягачі ефективно використовувалися на всіх фронтах, вони дійшли до Берліна та брали участь у параді Перемоги. Всього було виготовлено 1200 машин [12, 14].

Після евакуації у 1941 р. з Харкова до Нижнього Тагілу заводу № 183 до складу Уральського танкового заводу конструктори тягачів увійшли до танкового бюро та вирішували питання серійного виробництва танків. Разом з тим у роки війни під керівництвом М.Г. Зубарєва здійснювалася робота по тягачах АТ-42 (дослідні зразки були зібрані ще в 1940 р.) та АТ-45 на базі саветного танка Т-34.

Тільки після визволення Харкова в 1943 р. почалося відновлення заводу. Виробничі корпуси та цехи заводу, де виготовляли трактори й тягачі до війни, були повністю зруйновані. Знадобилися неймовірні зусилля колективу для того, щоб відновити будівлі, підготувати виробничі потужності, кадри та розпочати роботу.

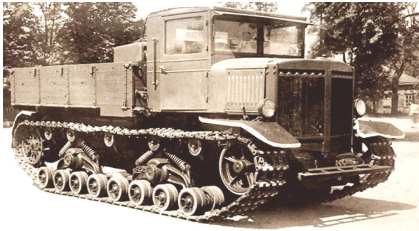
Основна концепція створення на заводі № 75 важких гусеничних тягачів полягала в максимально можливій уніфікації з ходовою частиною танків, що знаходились у серійному виробництві, а також у використанні за кооперацією автомобільних кабін зі спеціалізованих заводів та чотиритактних дизелів – модифікованих танкових двигунів сімейства В-2 серійного виробництва.

Було визначено спеціалізацію конструкторських рішень за призначенням: транспортні тягачі (за прямим призначенням), транспортери (гусеничні шасі), інженерні і спеціальні машини, тягачі-снігоходи, зокрема для дослідницьких і транспортних робіт в Антарктиці. Замовниками виробів були Міністерство оборони СРСР (Головні управління – артилерійське, інженерне, бронетанкове тощо) і Академія наук СРСР (для інституту Арктики та Антарктики).

У зв'язку з переходом заводу в 1946 р. на випуск середнього танка Т-54 колектив під керівництвом головного конструктора М.М. Щукіна розпочав розробку тягача (виріб 401) на базі цього танку.

Михайло Миколайович Щукін народився в 1907 р. у Москві. Вищу освіту здобув у Московському вищому технічному училищі ім. М.Е. Баумана. Працював у Центральному локомотивопроєктному бюро Наркомату важкої промисловості СРСР, де в 1930-х роках брав безпосередню участь у проектуванні потужних паровозів ІП (ФД) і 2П(ІС). Автор проектів швидкохід-

ного паровоза типу 2-3-2 й дослідного газогенераторного теплопаровоза. У 1944 р. разом з групою фахівців переведений на завод № 75, де призначений головним конструктором. Очолював роботи з проектування тягачів, першого радянського післявоєнного тепловозу ТЕ1, пізніше – ТЕ2. З 1949 р. начальник технічного управління Міністерства транспортного машинобудування СРСР. У 50-і роки ХХ століття, разом з іншими провідними фахівцями, брав участь у обґрунтуванні доцільності припинення випуску паровозів та їх заміни на тепловози та електровози. Лауреат двох Державних премій СРСР. Пішов з життя у 1995 р..



Тягач «Ворошиловець»



М.М. Щукін

За короткий час був розроблений ескізний проект, необхідна конструкторська документація, виготовлені дослідні зразки. Ці машини наприкінці 1947 р. здійснили пробіг Харків – Москва (Кубінка) – Харків.

Тягач зарекомендував себе як потужний, витривалий, рухливий, працездатний, з відмінними тягловими властивостями й зручний в експлуатації та польовому ремонті. Подальші випробування показали високі тактико-технічні характеристики, якість і надійність машини, яка отримала назву артилерійський тягач важкий (АТ-Т).

За комплексом показників він виявився найбільш вдалим серед усіх подібних виробів післявоєнного покоління. Перша партія машин була виготовлена заводом у середині 1949 р., а у третьому кварталі цього ж року армія вже отримала 50 тягачів. У 1951 р. творці АТ-Т нагородили Державною премією СРСР.

Приспосованість до виконання тягово-транспортних робіт у важких дорожніх і кліматичних умовах, високі тяглові якості разом із можливістю транспортування достатньо великої кількості різноманітного вантажу, наявність потужної тягової лебідки стали головними чинниками того, що на базі АТ-Т, який вироблявся до 1979 р., були створені багаточисельні модифікації:

- тягач 409У, що випускався з 1957 р., – транспортер швидкохідної траншейної машини БТМ-3 (призначення – розміщення землерийного устаткування задля риття траншей у незамерзлих ґрунтах, відвал ґрунту на обидві сторони);

- тягач (виріб 405 МУ), який був у виробництві з 1958 р., – транспортершляхопрокладник БАТ-М (призначення – розташування засобів для механізації інженерних робіт під час прокладання колонних шляхів і обладнання маршрутів (робочим органом є універсальний бульдозерний відвал з лижею); кран повноповоротний з колоною);

- тягач – снігохід 403 «Харків'янка», перші зразки якого зібрані у 1958 р., призначався для обслуговування дослідницьких і транспортних робіт (перевозка

вантажів і буксирування санних поїздів) у Антарктиці та умовах крайньої Півночі; мав утеплений кузов загальною площею 28 м² з відділенням управління (два місця), радіорубкою, робочим відділенням, кухнею, жилим салоном-спальнею (шість місць), санвузлом, сушильним відділенням, апаратною, тамбуром (у проектуванні кузова та його виготовленні брали участь фахівці Харківського авіаційного заводу);

- тягач 426У (з 1963 р.) – самохід для монтування спеціального обладнання радіаційної станції повітряної оборони «Коло»;

- тягач 409МУ випускався з 1964 р. – транспортер котлової машини МДК-2М з землерийним обладнанням, робочий орган – фрезерно-роторний.



Артилерійський тягач важкий АТ-Т



Тягач-снігохід «Харків'янка»

Таким чином, у період 1946 – 1965 рр. на заводі було розроблено та поставлено на виробництво сімейство важких гусеничних тягачів. Усі моделі за багатьма вузлами та деталями уніфіковано з танком Т-54, а також між собою, що мало велике значення для виробництва, зменшення собівартості, а також створювало зручності в експлуатації, обслуговуванні та ремонті виробів.

Роботи зі створення сімейства тягачів, їх модернізації та впровадження у виробництво здійснювалися відділом 61 ХЗТМ (конструкторське бюро з розробки гусеничних артилерійських тягачів й інженерних машин на їх базі) під керівництвом О.І. Автомонова. Олексій Іванович Автомонов народився в 1907 р.. У 1954–1965 рр. – головний конструктор відділу 61 ХЗТМ, Лауреат Державної премії СРСР. Пішов з життя у 1988 р. [6, 8, 9, 15].

У наступні роки сімейство АТ-Т отримало подальший розвиток завдяки новим тягачам-снігоходам 401А (з 1975 р.), «Харків'янка-2» (з 1976 р.), де був використаний досвід виробництва, удосконалення та експлуатації «Харків'янки». Відмінності нових машин: зовнішня капотна кабіна (у перших машин увесь населений простір об'єднаний), вирішена проблема з вихлопними газами шляхом герметизації житлового модулю, введено модифіковану теплоізоляцію, за наполяганням поляриків зроблено квартирки для провітрювання приміщення, розміщено систему радіонавігаційного забезпечення [8, 16].



О.І. Автомонов



БАТ-М на базі виробу 405 МУ

Отже, АТ-Т і виробі на його базі були в цілому

простими, невибагливими та надійними машинами. Однак, у кінці 1960-х рр. з'явилися нові системи озброєння, що потребували більш потужного базового тягача. До того ж армія переходила на основні бойові танки нового покоління, зокрема Т-64 (розроблений ХКБМ і випускався ХЗТМ), а це викликало необхідність створення нової інженерної, артилерійської техніки та засобів військової протиповітряної оборони. Розробка таких машин виконувалась відділом 61 під керівництвом О.Д. Мотрича, потім М.П. Калугіна, пізніше П.І. Сагіра.

Олександр Дем'янович Мотрич народився в 1919 р.. У 1948 р. закінчив Харківський механіко – машинобудівний інститут (ХММІ) (зараз – НТУ «ХПІ»). Головний конструктор відділу 61 ХЗТМ у 1965 – 1970 рр..

Михайло Петрович Калугін народився у 1912 р.. У 1940 р. здобув вищу освіту у ХММІ. Відтоді працював на виробництві, зокрема у 1941–1942 рр. майстром на заводі № 38 у м. Кіров, у 1942– 1944 рр. – конструктор самохідних артилерійських установок СУ-76М, на ХЗТМ у 1944–1987 рр. пройшов шлях від старшого інженера до головного конструктора відділу 61 (1970–1974 рр.), Лауреат Державної премії СРСР, Заслужений машинобудівник УРСР. У 1999 р. Пішов з життя.

У 1929 р. народився Петро Іванович Сагір. Закінчив ХПІ у 1959 р., у період 1974–1987 рр. – головний конструктор відділу 61 ХЗТМ.

Тривала та складна робота, що проходила з 1965 р., завершилася у 1977 р. початком виробництва важкого багатопільового гусеничного транспортера-тягача МТ-Т «Еней» (виріб 429 АМ).

Машина, порівняно з попередніми аналогами, стала більш потужною, швидкохідною, маневреною. Завдяки застосуванню сучасної трансмісійної установки значно полегшилось управління.

Простора та ергономічна кабіна розташована у передній частині виробу і має місця для механіка-водія та ще чотирьох осіб. Огляд екіпажу забезпечувало лобове скло, що складалося з трьох елементів, і вікна у бічних дверей.

Загалом, за своїм компонованням МТ-Т аналогічний АТ-Т (переднє розташування ведучих коліс, трансмісійного і моторного відділень; кормове розміщення кузова, паливних баків і лебідки). Однак, двигун МТ-Т встановлений не під кабіною, а за нею.

Під кабіною змонтовано трансмісію. Носова капотна зона відсутня, що покращує оглядовість і керуваність. Інша частина машини являє собою вантажну платформу з брезентовим дахом.



О. Д. Мотрич



М. П. Калугін



П.І. Сагір

У 1970–1980 рр. у відділі 61 створені та надані до серійного виробництва такі вироби на базі МТ-Т:

- тягач 453 – гусеничне шасі машини МДК-3 (на

заміну тягача 409МУ), призначений для розміщення землерийного обладнання котлованної або траншейної машини, поставлений на виробництво у 1987 р.;

- тягач 454 – гусеничне шасі шляхопрокладника БАТ-М2 (на заміну 405МУ), на якому встановлювались землерийні засоби, вироблявся з 1980 р. [3, 6, 8, 9, 17, 18].



Тягач МТ-Т



М.Д. Борисюк

У 1987 році відділ 61 ХЗТМ увійшов до складу ХКБМ. Подальші роботи з тягачів здійснювались під загальним керівництвом М.Д. Борисюка.

Михайло Дем'янович Борисюк народився у 1934 р. в Орловській області. Трудову діяльність розпочав у 1956 р. після випуску з Саратовського танко-технічного училища. У 1964 р. закінчив Академію бронетанкових військ і до 1974 р. працював у Військовому представництві № 751 виробничого об'єднання «Електромашина» (місто Челябінськ). З 1974 р. начальник і головний конструктор Челябінського спеціального конструкторського бюро «Ротор». У 1990 р. призначений генеральним конструктором ХКБМ, пізніше – генеральним конструктором зі створення бронетанкової техніки та артилерійських систем України.

Завдяки його зусиллям у 1992–1999 рр. в Україні був створений замкнений цикл виробництва бронетанкових комплектуючих і вузлів; здійснено прорив українського танкобудування на світовому ринку озброєння, унаслідок чого укладений і виконаний контракт на постачання до Пакистану 320 танків Т-80УД та інші договори. Борисюк М. Д. – Герой України, Лауреат Ленінської і двох Державних премій України, генерал-лейтенант, доктор технічних наук, член-кореспондент НАН України, почесний доктор НТУ «ХПІ».

Протягом 1990-х рр. у межах конверсії на шасі МТ-Т розроблені самохідний кран (КГС-25), бульдозер гусеничний (БГ-1), самохідна установка порошкового пожежогасіння імпульсної дії (УПГ-92).

У 1997 р. ХЗТМ випущено броньову ремонтно-евакуаційну машину (БРЕМ) «Атлет», яку створено ХКБМ на базі основного бойового танка Т-84У «Оплот». Машина призначена для підготовки до евакуації та буксирування пошкодженої бронетехніки, проведення зварювання, землерийних робіт, перевезення запасних частин і витратних матеріалів.

БРЕМ обладнано буксирним пристосуванням, лебідками, підйомним краном, бульдозером, вантажною платформою та комплексом інструментів і обладнання для ремонту. Броня забезпечує захист екіпажу та його основних вузлів від вогню стрілецької зброї, а з лобової проекції - від малокаліберних артилерійських систем. Машина має і своє озброєння у вигляді 12,7-мм кулемета, а також восьми пускових установок для відстрілу димових гармат [3, 8, 9, 15, 19, 20].



Пожежна машина УПГ-92



БРЕМ «Атлет»

На межі ХХ і ХХІ століть ДП «ЗіМ» розробив та випустив зразки трактора ТЛ-30, який призначений для виконання комплексу лісгосподарських заходів, а також робіт у сільському та комунальному господарствах з можливістю агрегування з навісними, причіпними та монтованими машинами і знаряддями. Може виконувати роботи з вирощування посадкового матеріалу в розплідниках, з підготовки ґрунту, посадки та догляду за лісовими культурами, сприяння природному поновленню, боротьби із шкідниками лісу, комплексної механізації рубок догляду, попередження пожеж і боротьби з ними. Проектування та впровадження у виробництво ТЛ-30 виконувались під керівництвом Б.І. Кальченка.

Борис Іванович Кальченко народився у 1938 р. в Харкові. У 1963 р. закінчив ХПІ. У період з 1957 по

1993 рр. працював на Харківському тракторному заводі, де пройшов шлях від слюсаря до заступника головного конструктора, доктора технічних наук, професора. Брав безпосередню участь у розробці та освоєнні серійного виробництва сімейства тракторів Т-150. Заслужений діяч науки і техніки України. Зараз працює професором кафедри «Автомобіле- і тракторобудування» НТУ «ХПІ» [21, 22].



Трактор ТЛ-30



Б.І. Кальченко

У табл. 1 наведено основні технічні характеристики тракторів і тягачів, які розроблені та вироблені ДП «ХКБМ» і ДП «ЗіМ».

Таблиця 1 – Основні технічні характеристики базових тракторів і тягачів

Назва	Роки випуску	Маса + вантажопід'ємність, т	Маса причепа, т	Кількість місць, кабіна + кузов	Потужність двигуна, к.с.	Максимальна швидкість, км/год
«Комунар»	1924–1931	8,5+0	6	1+0	50; 75; 90	7; 9,2; 15,2
«Комінтерн»	1934–1940	10,5+2	12	2+12	130	30
«Ворошиловець»	1939–1941	15,5+3	18	3+16	350	36
АТ-Т	1947–1979	20+5	25	4+16	415	45
МТ-Т	1977–1992	25+12	25	5+18	710	65
БРЕМ «Атлет»	з 1997	46+25	25	3+0	1000	60
ТЛ-30	–	2,7+1,8	–	1+0	160	25

Висновки. Наведений вище матеріал щодо створення та еволюції тракторів і тягачів демонструє, що танкова конструкторська група, потім КБ, відділ 61 і зараз ДП «ХКБМ» та ХПЗ, потім ХЗТМ і зараз ДП «ЗіМ» протягом майже 100 років є потужними розробниками та виробниками всесвітньовідомих тракторів і тягачів народногосподарського та військового призначення. Завдяки дослідженню біографічних матеріалів головних конструкторів цих підприємств з'ясовано, що переважна їх більшість є випускниками ХПІ.

Список літератури

1. *Енциклопедія бронетехники. Гусеничні боеві машини* / Сост. Г. Л. Холявський. Минск: ООО «Харвест», 2001. 656 с.
2. *Полная энциклопедия танков мира (1915–2000)* / Сост. Г. Л. Холявський. Минск: ООО «Харвест», 2000. 576 с.
3. *Бронетехника XX века: танки, САУ, военные машины* / Сост. Р. Исмагилов, Г. Корнохин, Д. Марченко, Б. Проказов. Смоленск: Русич, 2006. 560 с.
4. Карпенко А. В. *Обзор отечественной бронетанковой техники (1905–1995 гг.)*. Санкт-Петербург: «Невский бастион», 1996. 480 с.
5. *Танкоград: История. Люди. События* / Л. Л. Товажнянский, Е. Е. Александров, Л. М. Бесов, И. Е. Александрова. Харків: НТУ «ХПІ», 2004. 236 с.
6. Александров Е. Е., Епифанов В. В. *Быстроходные гусеничные и армейские колесные машины: Краткая история развития*. Харків: НТУ «ХПІ», 2001. 376 с.
7. Епифанов В. В., Ткачук Н. А., Назаренко С. А. и др. Эволюция разработок ученых и выпускников ХПИ в области военных гусеничных и колесных машин в 20 веке (обзорная статья). *Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Машинознавство та САПР*. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. № 2. С. 30–50.
8. *ХПЗ – Завод имени Малышева. 1985–1995. Краткая история развития* / А. В. Быстриченко, Е. И. Добровольский, А. П. Дроботенко и др. Харків: Прапор, 1995. 792 с.
9. *Харьковское конструкторское бюро по машиностроению имени А. А. Морозова*/А. И. Веретенников, И. И. Рассказов, К. В. Сидоров, Е. И. Решетило. Харьков. 2007. 188 с.
10. Стаценко А. *Мирный советский трактор в межвоенной гонке вооружений* [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://warspot.ru/1683-mirnyy-sovetskiy-tractor-v-mezhvoennoy-gonke-vooruzheniy>.
11. Кривоконь А. Г. Опыт создания первого трактора на Харьковском паровозостроительном заводе имени Коминтерна: от прототипа до экспериментальной модели. *Вестник Томского государственного университета*. 2014. № 3. С. 48–54.
12. *Студенты и выпускники ХПИ* [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://library.kpi.kharkov.ua/uk/graduate>.
13. Саєнко М. В. *Перші українські танки і тягачі*. Военна історія. 2002. № 2 [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://warhistory.ukrlife.org/2_02_11.htm.
14. *Тяжелый артиллерийский тягач «Ворошиловец»* [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://bronetehnika.narod.ru/voroshilovec>.
15. Епифанова Н. В. Фрагменти історії виробництва гусеничних тракторів і тягачів на Харківщині. *Вісник НТУ «ХПІ». Сер.: Історія науки і техніки*. Харків: НТУ «ХПІ», 2009. № 48. С. 30–40.
16. Гоголев Л. Даёшь Южный Полюс! *Автоцентр*. 2009. № 3. С. 12–

21. *Енциклопедія сучасної України* [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://esu.com.ua/search_articles.php?id=10676.
18. Бах І. В., Кроленко І. Д., Физель С. И. Тягачи заводу ім. В.А. Малышева. *Вестник бронетанковой техники*. 1989. № 3. С. 52–56.
19. Борисюк Михайло Дем'янович [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://citi.kharkov.ua/uk/o-xarkove/pochetnyie-xarcovchane/borisyuk>.
20. Шульга О. *Тернистий шлях першої серійної броньованої ремонтно-евакуаційної машини України – БРЕМ «Атлет»*. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://uprom.info>.
21. Пермяков О. А. В. І. Кальченко, Б. І. Кальченко. «Політехнік». № 20, 27.11.2019. С. 3.
22. *Лесохозяйственный трактор ТЛ-30* [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://malyshev.fortunecity.ws/koi/prod/tl/index.html>.

References (transliterated)

1. *Entsiklopediya bronetehniky. Gusenichnyye boyevyye mashiny*/ Sost. G. L. Khol'yavskiy. Minsk: OOO «Kharvest», 2001. 656 s.
2. *Pol'naya entsiklopediya tankov mira (1915–2000)*/Sost. G.L.Khol'yavskiy. Minsk: OOO «Kharvest», 2000. 576 s.
3. *Bronetehnika XX veka: tanki, SAU, voyennyye mashiny*/ Sost. R.Ismagilov, G. Korn'yukhin, D. Marchenko, B. Prokazov. Smolensk: Rusich, 2006. 560 s.
4. Karpenko A. V. *Obozreniye otechestvennoy bronetankovoy tekhniki (1905–1995 gg.)*. Sankt-Peterburg: «Nevskiybastion», 1996. 480 s.
5. *Tankograd: Istoriya. Lyudi. Sobytiya*/ L. L. Tovazhnyanskiy, Ye.Ye. Aleksandrov, L. M. Besov, I. Ye. Aleksandrova. Kharkiv: NTU «KHPÍ», 2004. 236 s.
6. Aleksandrov Ye. Ye. , Yepifanov V. V. *Bystrokhodnyye gusenichne i armeyskiye kolesnyye mashiny: Kratkaya istoriya razvitiya*. Kharkiv: NTU «KHPÍ», 2001. 376 s.
7. Yepifanov V. V., Tkachuk N. A., Nazarenko S. A. i dr. Evolyutsiya razrabotok uchenykh i vypusknikov KHPÍ v oblasti voyennykh gusenichnykh i kolesnykh mashin v 20 veke (obzornaya stat'ya). *Visnik NTU «KHPÍ»*. Ser.: *Mashinoznavstvo ta SAPR*. Kharkiv: NTU «KHPÍ», 2020. № 2. S. 30–50.
8. *KHPZ – Zavod imeni Malysheva. 1985–1995. Kratkaya istoriya raz-*
9. *Khar'kovskoye konstruktorskoye byuro po mashinostroyeniyu imeni A. A. Morozova*/ A. I. Veretennikov, I. I. Rasskazov, K. V. Sidorov, Ye. I. Reshetilo. Khar'kov. 2007. 188 s.
10. Statsenko A. *Mirnyy sovet'skiy ytraktor v mezhvovnoy gonke vooruzheniy* [Yelettronni yresurs]. Rezhim dostupu: <http://warspot.ru/1683-mirnyy-sovet'skiy-traktor-v-mezhvovnoy-gonke-vooruzheniy>.
11. Krivokon' A. G. Opyt sozdaniya pervogo traktora na Khar'kovskom parovozostroitel'nom zavode imeni Kominterna: ot prototipa do eksperimental'noy modeli. *Vestnik Tom'skogo gosudarstvennogo universiteta*. 2014. № 3. S. 48–54.
12. *Studenty i vypuskniki KHTI* [Yelettronniy resurs]. Rezhim dostupu: <http://library.kpi.kharkov.ua/uk/graduate>.
13. Saenko M. V. *Pershi ukrai'ns'ki tanki i tyagachi*. Voenna istoriya. 2002. № 2 [Yelettronniy resurs]. Rezhim dostupu: http://warhistory.ukrlife.org/2_02_11.htm.
14. *Tyazhelyy artil'eriyskiy tyagach «Voroshilovets»* [Yelettronniy resurs]. Rezhim dostupu: <http://bronetehnika.narod.ru/voroshilovec>.
15. Èpifanova N.V. Fragmenti istorii i virobništva gusenichnikh traktoriv i tyagachiv na Khar'kivshchini. *Visnik NTU «KHPÍ»*. Ser.: *Istoriya nauki i tekhniki*. Kharkiv: NTU «KHPÍ», 2009. № 48. S. 30–40.
16. Gogolev L. Dayosh' Yuzhnyy Polyus! *Avtosentr*. 2009. № 3. S. 12–21.
17. *Yentsiklopediya suchasnoii' Ukra'ni* [Yelettronniy resurs]. Rezhim dostupu: http://esu.com.ua/search_articles.php?id=10676.
18. Bakh I. V., Krolenko I. D., Fizel' S. I. Tyagachi zavoda im. V.A. Malysheva. *Vestnik bronetankovoy tekhniki*. 1989. № 3. S. 52–56.
19. *Borisyuk Mikhaylo Dem'yanovich* [Yelettronniy resurs]. Rezhim dostupu: <http://citi.kharkov.ua/uk/o-xarkove/pochetnyie-xarcovchane/borisyuk>.
20. Shul'ga O. *Ternisty shlyakh pershoii' seriyanoi' bron'ovanoi' remontno-yevakuatsiyanoi' mashini Ukra'ni – BREM «Atlet»*. [Yelettronniy resurs]. Rezhim dostupu: <http://uprom.info>.
21. Permyakov O. A. V. Í. Kal'chenko, B. Í. Kal'chenko. «*Politehnik*». № 20, 27.11.2019. P. 3.
22. *Lesokhozyaystvennyy traktor TL-30* [Yelettronniy resurs]. Rezhim dostupu: <http://malyshev.fortunecity.ws/koi/prod/tl/index.html>.

Надійшло (received) 02.05.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Писарська Наталія Віталіївна (Писарская Наталья Витальевна, Pysarska Nataliia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач, заступник завідувача кафедри з наукової роботи, м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6911-7600>; Тел.: +38-067-317-28-22; e-mail: npisarskaa@gmail.com

Єпіфанов Віталій Валерійович (Епифанов Виталий Валерьевич, Epifanov Vitalii) – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», директор Навчально-наукового інституту механічної інженерії і транспорту, м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6240-9771>; Тел.: (057) 707-68-59; e-mail: mit@khpri.kharkov.ua

Назаренко Сергій Олександрович (Назаренко Сергей Александрович, Nazarenko Sergej) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8213-6590>; Тел.: (057) 700-29-72; e-mail: nazarenkoserzh7@gmail.com

М. А. ПОДРИГАЛО, В. Н. КРАСНОКУТСКИЙ, А. С. ТКАЧЕНКО

ПОВЫШЕНИЕ КОМФОРТАБЕЛЬНОСТИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ РАЗГОНЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ КОНСТРУКЦИИ И МЕТОДОВ УПРАВЛЕНИЯ МОТОРНО-ТРАНСМИССИОННОЙ УСТАНОВКИ

Для оценки и обеспечения комфортабельности движения при разгоне и торможении используется производная ускорения по времени. Частое и быстрое изменение ускорения означает частую и быструю деформацию, что может привести к разрушению груза. В статье предлагается свести к минимуму величину ускорения за счет рационального выбора передаточных чисел трансмиссии на промежуточных передачах и закона изменения крутящего момента двигателя. Применение бесступенчатых передач позволяет решить поставленную задачу путем выбора рационального закона изменения передаточного числа трансмиссии. Предложена методика выбора на стадии проектирования автомобиля максимальной эффективной мощности двигателя и передаточного числа трансмиссии на высшей передаче, учитывающая усовершенствованную формулу для расчета аэродинамического сопротивления движению. Определены требуемые законы изменения эффективности крутящего момента и мощности двигателя. Применение бесступенчатой трансмиссии позволяет осуществлять работу двигателя на постоянном скоростном режиме и обеспечивает управление разгоном автомобиля за счет изменения подачи топлива. Определено, что мощность двигателя, затрачиваемая на движение с регулированием ускорения автомобиля, будет меньше, чем при нерегулированном разгоне в случае, если показатель степени при скорости автомобиля, полученный экспериментально, меньше единицы.

Ключевые слова: автомобиль; комфортабельность; бесступенчатая передача; моторно-трансмиссионная установка; мощность; разгон; аэродинамическое сопротивление; передаточное число

М. А. ПОДРИГАЛО, В. М. КРАСНОКУТСКИЙ, О. С. ТКАЧЕНКО

ПІДВИЩЕННЯ КОМФОРТАБЕЛЬНОСТІ АВТОМОБІЛЯ ПРИ РОЗГОНІ УДОСКОНАЛЕННЯМ КОНСТРУКЦІЇ І МЕТОДІВ КЕРУВАННЯ МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНОЇ УСТАНОВКИ

Для оцінки і забезпечення комфортабельності руху при розгоні і гальмуванні використовується похідна прискорення за часом. Часта і швидка зміна прискорення означає часту і швидку деформацію, що може привести до руйнування вантажу. У статті пропонується звести до мінімуму величину прискорення за рахунок раціонального вибору передавальних чисел трансмісії на проміжних передачах і закону зміни крутного моменту двигуна. Застосування безступінчастих передач дозволяє розв'язати поставлену задачу шляхом вибору раціонального закону зміни передавального числа трансмісії. Запропоновано методику вибору на стадії проектування автомобіля максимальної ефективної потужності двигуна і передавального числа трансмісії на вищій передачі, яка враховує удосконалену формулу для розрахунку аеродинамічного опору руху. Визначено необхідні закони зміни ефективності крутного моменту і потужності двигуна, Застосування безступеневої трансмісії дозволяє здійснювати роботу двигуна на постійному швидкісному режимі і забезпечує управління розгоном автомобіля за рахунок зміни подачі палива. Визначено, що потужність двигуна, яка витрачається на рух з регулюванням прискорення автомобіля, буде менша, ніж при нерегульованому розгоні у випадку, якщо показник ступеня при швидкості автомобіля, отриманий експериментально, менше одиниці.

Ключові слова: автомобіль; комфортабельність; безступенева передача; моторно-трансмісійна установка; потужність; розгін; аеродинамічний опір; передавальне число

М. PODRIGALO, V. KRASNOKUTSKIY, O. TKACHENKO

INCREASING THE COMFORTABILITY OF THE VEHICLE DURING ACCELERATION BY IMPROVING THE DESIGN AND CONTROL METHODS OF THE MOTOR-TRANSMISSION UNIT

The derivative of acceleration with respect to time is used to evaluate and ensure driving comfort during acceleration and deceleration. Frequent and rapid changes in acceleration means frequent and rapid deformation, which can lead to the destruction of the load. The article proposes to minimize the amount of acceleration due to the rational choice of transmission ratios in intermediate gears and the law of changing the engine torque. The use of continuously variable transmissions allows you to solve the problem by choosing a rational law for changing the gear ratio of the transmission. The method of selection at the stage of car design of the maximum effective engine power and transmission ratio in top gear is proposed, taking into account the improved formula for calculating the aerodynamic resistance to motion. The required laws of change in the efficiency of the torque and engine power have been determined. The use of a continuously variable transmission allows the engine to operate at a constant high-speed mode and provides control over the acceleration of the car by changing the fuel supply. It is determined that the engine power expended on the movement with the adjustment of the acceleration of the car will be less than with unregulated acceleration if the exponent at the speed of the car, obtained experimentally, is less than one.

Keywords: car; comfort; continuously variable transmission; motor-transmission unit; power; overlocking; aerodynamic resistance; gear ratio

Введение. При перевозке пассажиров, а также хрупких и ценных грузов большое значение имеет характер изменения ускорения автомобилей при разгоне. Для оценки комфортабельности движения при разгоне и торможении используется показатель – производная ускорения по времени, получившая название «рывок». При отсутствии рывка пассажир приспособляется к ускорению, напрягая мышцы и подбирая позу. При изменении ускорения изменяется и поза. Аналогично груз, к которому приложено ускорение, деформируется. Частое и быстрое изменение ускорения означает частую и быструю деформацию, что может привести к разрушению хрупкого

груза.

Для обеспечения комфортабельности пассажиров и сохранности груза в статье предлагается свести к минимуму величину рывка за счет рационального выбора передаточных чисел трансмиссии на промежуточных передачах и закона изменения крутящего момента двигателя. Применение бесступенчатых передач позволяет решить поставленную задачу путем выбора рационального закона изменения передаточного числа трансмиссии. Появление элек-

© М. А. Подригало, В. Н. Краснокутский,
А. С. Ткаченко 2021

тромобилей и автомобилей с комбинированной электромеханической трансмиссией (гибридных автомобилей) позволяет ускорить решение указанной задачи.

Анализ последних достижений и публикаций. Вопросу определения рациональных значений передаточных чисел трансмиссии посвящены исследования и публикации различных авторов [1–11]. В работах [1, 2] определена вероятность работы автомобилей на разных передачах. Результаты исследований, приведенные в работах [3–5], информируют о рациональном выборе ряда передаточных чисел трансмиссий грузовых автомобилей и автобусов. Необходимость пересмотра ряда передаточных чисел трансмиссии вызвана переоборудованием и модернизацией автомобилей в процессе эксплуатации [3, 7, 8, 10]. Влиянию выбора значений передаточных чисел трансмиссии на топливную экономичность автомобилей посвящены исследования [9, 11]. Рациональный выбор ряда передаточных чисел трансмиссии обеспечивает наилучшую динамику автомобиля, особенно при его разгоне [3–6, 9, 10].

Наилучшие показатели разгона автомобиля реализуются при бесступенчатом изменении передаточного числа трансмиссии. Появление электромобилей и автомобилей с комбинированным электромеханическим приводом (гибридных автомобилей) дает возможность реализации бесступенчатого изменения передаточного числа трансмиссии [12–19].

Известные исследования динамики автомобиля [1–13] построены на традиционной методике определения силы аэродинамического сопротивления движению при постоянном значении коэффициента их лобового аэродинамического сопротивления. Приведенная в работе [20] зависимость силы аэродинамического сопротивления от скорости предполагает падение указанного коэффициента C_x с ростом скорости V_a автомобиля.

Предлагаемая в работе [20] зависимость имеет вид

$$P_w = \frac{C_x}{2} \rho F V_a^2 = \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}, \quad (1)$$

где C_x – лобовой коэффициент аэродинамического сопротивления

$$C_x = \frac{A_w}{V_a^n}; \quad (2)$$

A_w – коэффициент регрессии, полученный путем обработки экспериментальных данных [20], (м/с)ⁿ;

n – показатель степени при скорости автомобиля V_a , полученный экспериментальным путем;

ρ – плотность воздуха при нормальных условиях;

F – площадь лобового сечения (модель автомобиля).

При традиционной методике проектирования автомобиля максимальную эффективную мощность двигателя определяют по формуле

$$N_{e\max} = \frac{P_w V_{a\max} + P_{\psi_V} V_{a\max}}{\eta_{TP} \lambda_N}, \quad (3)$$

где P_w – сила аэродинамического сопротивления, определяемая по традиционной методике при $C_x = const$;

$V_{a\max}$ – максимальная задаваемая в техзадании на проектирование скорость движения автомобиля;

P_{ψ_V} – суммарная сила дорожного сопротивления при полной массе m_{II} и максимальной скорости $V_{a\max}$ автомобиля

$$P_{\psi_V} = m_{II} g \psi_V, \quad (4)$$

где $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

ψ_V – суммарный коэффициент дорожного сопротивления при максимальной скорости автомобиля

$$\psi_V = f_V \pm i; \quad (5)$$

f_V – коэффициент сопротивления качению при максимальной скорости автомобиля;

i – продольный уклон дороги;

λ_N – коэффициент, равный отношению эффективной мощности N_{eV} при максимальной скорости автомобиля к максимальной эффективности мощности двигателя $N_{e\max}$

$$\lambda_N = \frac{N_{eV}}{N_{e\max}}; \quad (6)$$

η_{TP} – КПД трансмиссии (учитывает не только диссипативные потери, но и потери на разгон вращающихся масс трансмиссии).

Передаточное число трансмиссии на высшей передаче определяется как

$$u_{TPB} = \frac{V_{a\max}}{\omega_{\max} r_d}, \quad (7)$$

где ω_{\max} – максимальная угловая скорость движения;

r_d – динамический радиус ведущих колес.

Как уже отмечалось, определение силы сопротивления воздуха осуществляется при постоянном значении коэффициента C_x , значительно превышающем его действительные значения. Это приводит к тому, что на максимальной скорости автомобиля мощность двигателя недоиспользуется. Требуется корректировка методики определения передаточного числа трансмиссии на высшей передаче. Одновременно требует пересмотра методика выбора передаточных чисел ряда промежуточных передач с учетом повышения комфортабельности движения автомобиля при разгоне. При этом важным является определение потенциальных возможностей моторно-

трансмиссионных установок при исследовании бесступенчатого изменения передаточного числа трансмиссии.

Цель и постановка задачи исследования. Целью исследования является повышение комфортабельности пассажиров и сохранности груза при разгоне автомобиля путем уменьшения рывка (ускорения) за счет рационального управления моторно-трансмиссионной установкой.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- уточнить выбор максимальной эффективной мощности двигателя и передаточного числа трансмиссии на высшей передаче с учетом усовершенствованной методики расчёта аэродинамического сопротивления;

- определить закон изменения эффективного крутящего момента двигателя в зависимости от скорости автомобиля и передаточного числа трансмиссии, обеспечивающий значения рывка, равное нулю.

Определение максимальной мощности двигателя при проектном расчете автомобиля. При проектировании автомобиля максимальная эффективная мощность двигателя может быть определена при максимальной скорости и полной массе автомобиля по следующей формуле:

$$N_{e \max} = \frac{\frac{A_w}{2} \rho F V_{a \max}^{2-n} + m_{II} g f_V V_{a \max}}{\eta_{TP} \lambda_N}, \quad (8)$$

которая получена после подстановки выражений (1) и (4) в (3) при величине продольного уклона дороги i , равном нулю. В уравнении (8) f_V – коэффициент сопротивления качению колес при максимальной скорости автомобиля.

После определения максимальной эффективной мощности определяют максимальную скорость вала двигателя по формуле (7).

Передаточное число трансмиссии на низшей передаче может определяться по величине начального линейного ускорения a_0 при трогании автомобиля с места. Указанное передаточное отношение для автомобилей, работающих в тяжелых дорожных условиях, определяется из условия преодоления дорожного сопротивления с максимальным коэффициентом ψ_{\max} .

Определение закона изменения эффективно-го крутящего момента двигателя по условию обеспечения комфортабельности движения. Уравнение динамики поступательного движения автомобиля имеет вид

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = P_k - m_a g \psi - \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}, \quad (9)$$

где m_a – текущее значение массы автомобиля.

Учитывая, что КПД колесного движителя автомобиля η_f определяется как

$$\eta_f = 1 - m_a g \frac{\psi}{P_k} \cong 1 - m_a g f / P_k, \quad (10)$$

уравнение (9) примет вид

$$m_a \frac{dV_a}{dt} = P_k \eta_f - \frac{A_w}{2} \rho F V_a^{2-n}. \quad (11)$$

Рывок (ускорения) определяем, дифференцируя уравнение (11)

$$\frac{d^2 V_a}{dt^2} = \frac{\eta_f}{m_a} \frac{dP_k}{dt} - \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{m_a} V_a^{1-n} \frac{dV_a}{dt}. \quad (12)$$

Рывок будет равен нулю при равенстве нулю правой части уравнения (12). Из этого условия определим

$$\frac{dP_k}{dt} = \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{\eta_f} V_a^{1-n} \frac{dV_a}{dt}. \quad (13)$$

Уравнение (13) является дифференциальным уравнением с разделяющимися переменными. После разделения переменных получим:

$$dP_k = \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{\eta_f} V_a^{1-n} dV_a. \quad (14)$$

После интегрирования уравнения (14) с учетом граничных условий (при $V_a = 0$; $P_k = P_{k0}$)

$$P_k = P_{k0} + \frac{A_w \rho F}{2 \eta_f} V_a^{2-n}. \quad (15)$$

Тяговая сила P_{k0} в момент трогания автомобиля с места

$$P_{k0} = \frac{a_0 m_a}{\eta_f}. \quad (16)$$

Тяговая сила на колесе

$$P_k = \frac{M_e u_{TP} \eta_{TP}}{r_d}, \quad (17)$$

где M_e – эффективный крутящий момент двигателя.

После подстановки выражений (16) и (17) в уравнение (15) определяем

$$M_e = \frac{r_d m_a}{u_{TP} \eta_{TP} \eta_f} \left(a_0 + \frac{A_w \rho F}{2 m_a} V_a^{2-n} \right). \quad (18)$$

Уравнение (18) связывает эффективный крутящий момент двигателя с передаточным числом трансмиссии и скоростью автомобиля. При выполнении условия (18) при разгоне автомобиля будет обеспечено равенство нулю рывка u , следовательно, комфортабельность пассажиров и сохранность груза.

При работе двигателя на постоянном скоростном режиме и при бесступенчатой трансмиссии $\omega_c = \omega_{ном} = const$. В этом случае $u_{TP} = V_{ar}$ и скорость автомобиля может быть определена как

$$V_a = \omega_{\text{ном}} u_{TP} r_{\partial}, \quad (19)$$

где $\omega_{\text{ном}}$ – номинальное значение (постоянное) скорости вала двигателя.

После подстановки (19) в (18) получаем

$$M_e = \frac{m_a r_{\partial}}{\eta_{TP} \eta_f} \frac{a_0 + \frac{A_w}{2m_a} \rho F (\omega_{\text{ном}} r_{\partial})^{2-n} u_{TP}^{2-n}}{u_{TP}}. \quad (20)$$

Уравнение (20) определяет зависимость эффективного крутящего момента двигателя от передаточного числа трансмиссии при бесступенчатом изменении последнего. Реализация полученного закона управления позволяет осуществлять разгон автомобиля без рывка (при постоянном ускорении).

После умножения левой и правой частей дифференциального уравнения (14) на скорость автомобиля V_a получим

$$V_a dP_k = \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{\eta_f} V_a^{2-n} dV_a. \quad (21)$$

Проведя интегрирование (21), определим

$$N_e \eta_{TP} = N_k = P_k V_a = \left(1 - \frac{n}{2}\right) \frac{A_w \rho F}{\eta_f (3-n)} + C_1, \quad (22)$$

где N_k – мощность двигателя, приведенная к ведущим колесам;

C_1 – постоянная интегрирования.

Из уравнения (22) находим эффективную мощность двигателя

$$N'_e = \frac{2-n}{3-n} \frac{A_w \rho F}{\eta_f \eta_{TP}} V_a^{3-n}. \quad (23)$$

При движении с максимальной скоростью требуемая максимальная эффективная мощность двигателя будет равна

$$N'_{e \max} = \frac{2-n}{3-n} \frac{A_w \rho F}{\eta_f \eta_{TP} \lambda_N} V_{a \max}^{3-n}. \quad (24)$$

Выражение (8) с учетом соотношения (10) примет вид для случая движения при отсутствии регулирования крутящего момента двигателя

$$N_e = \frac{A_w \rho F}{2 \eta_f \eta_{TP}} V_a^{3-n}. \quad (25)$$

Требуемая для данного случая максимальная эффективная мощность двигателя также определяется при максимальной скорости автомобиля:

$$N_{e \max} = \frac{A_w \rho F}{2 \eta_f \eta_{TP} \lambda_N} V_{a \max}^{3-n}. \quad (26)$$

Сравнивая выражения (24) и (26), определяем

условие, при котором $N'_{e \max} > N_{e \max}$. Сравнивая правые части (24) и (26), находим, что последнее условие будет выполняться при $n < 1$. При $n > 1$ и регулируемом по закону (20) разгоне автомобиля величина $N'_{e \max} < N_{e \max}$. При $n=1$ – $N'_{e \max} = N_{e \max}$.

Выводы.

1. В результате проведенного исследования предложена методика выбора на стадии проектирования автомобиля максимальной эффективной мощности двигателя и передаточного числа трансмиссии на высшей передаче (наименьшего передаточного числа трансмиссии), учитывающая усовершенствованную формулу для расчета аэродинамического сопротивления движению.

2. По условию обеспечения комфортабельности пассажиров и сохранности груза при разгоне автомобиля, заключающегося в получении постоянного ускорения (равенства нулю рывка), определены требуемые законы изменения эффективного крутящего момента и мощности двигателя. Применение бесступенчатой трансмиссии позволяет осуществлять работу двигателя на постоянном скоростном режиме и обеспечивает управление разгоном автомобиля за счет изменения подачи топлива.

3. Определено, что мощность двигателя, затрачиваемая на движение с регулированием ускорения автомобиля будет меньше, чем при нерегулируемом разгоне в случае, если $n < 1$. В противном случае при регулируемом разгоне будет затрагиваться мощность, большая, чем при нерегулируемом.

Список литературы

1. Осепачук В.В., Фрумкин А. К. *Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета*. М: Машиностроение, 1989. 304 с.
2. *Проектирование трансмиссий автомобиля: Справочник*/Под общей редакцией А.И. Гришкевича. Москва, Машиностроение, 1984. 272с.
3. Пилипчук М.М. *Оптимизация ряда передаточных чисел трансмиссии грузового автомобиля средней грузоподъемности при переоборудовании его на дизель*: автореф. дис. на соискание уч. степени к. т. н.: спец. 05.22.02 Автомобили и тракторы. Киев, 1997. 24 с.
4. Токарев А. А, Наркевич Э.И., Заколочин Б.Н, Жбанников С.И. Выбор мощности двигателя и параметров трансмиссии автобуса малого класса. *Автомобильная промышленность*. 1978. №4. С. 23–25.
5. Блохин А.Н. *Разработка методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии с учетом эксплуатационных свойств и назначения автомобиля*: автореф. дис. на соискание уч. степени к. т. н.: спец. 05.05.03 Колесные и гусеничные машины. Нижний Новгород, 2006. 20с.
6. Корпач О.А. *Полішення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля при зміні потужності двигуна в широких межах*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к. т. н.: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. Київ, 2014. 20с.
7. Горбаха М.М. *Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей автомобілів при їх переобладнанні*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к. т. н.: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. Київ, 2006. 20 с.
8. Бумага О.Д. *Покращення показників техніко-експлуатаційних властивостей міських газобалонних автобусів*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к. т. н.: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. Київ, 2005. 20 с.
9. Мороз В.В. *Вибір доцільного тиску двигуна для вантажного автомобіля з урахуванням умов експлуатації*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к. т. н.: спец. 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Київ, 2005. 20с.
10. Криворот А.І. *Полішення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному паливі*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня

- к. т. н.: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. Київ, 2020. 20с.
11. Говорущенко Н.Я. *Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте*. М.: Транспорт, 1990. 136с.
 12. Карпенко В.А. Оценка потенциальных динамических характеристик автомобиля. *Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов*. Харьков: Издательство ХГАДТУ, 1998. Выпуск 1. с. 64–67.
 13. Файст В.Л. *Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових автомобілів*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к. т. н.: спеціальності 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Харків, 2012. 20с.
 14. Подригало М.А., Кайдалов Р.О., Жовтоног О.М. Оцінка динамічних властивостей й енергетичної економічності автомобілів з безступінчастою автомобільною трансмісією. *Наукові нотатки*. Луцьк: ЛНТУ, 2017. Випуск 54. с. 152–160.
 15. Подригало М.А., Коряк О.О. Динаміка автомобіля з автоматичною безступінчастою коробкою передач. *Вісник Харківського національного автомобільно – дорожнього університету. Збірник наукових праць*. Випуск 20. Харків: видавництво ХНАДУ, 2020. с. 73–79.
 16. Сергієнко А.М. *Рациональное використання енергії автомобіля з гібридною силовою установкою та електроамортизаторами*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к. т. н. спеціальності 05.22.02 Автомобілі та трактори. Харків, 2014. 21с.
 17. Кайдалов Р.О. *Наукові основи створення автомобілів з комбінованою енергетичною установкою*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня. д-ра т. н. спеціальності 05.22.02 Автомобілі та трактори. Харків, 2018. 40с.
 18. Gaberson H. A. Rotating machinery energy loss due to misalignment. *Energy Conversion Engineering Conference*, 11-16 Aug 1986. IECEC 96 Proceedings of the 31st Intersociety. Volume 3. pages 1809–1812.
 19. Reza N. Jazar. *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*. Springer, 2008. 1022 p.
 20. Подригало М.А., Абрамов Д.В., Дубінін Е.О., Тарасов Ю.В., Шейн В. С. Оцінка пристосованості легкових автомобілів за аеродинамічними характеристиками до підвищення потужності двигунів при модернізації. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. *Наук. журнал*. 2021. №24. с.8–16.

References (transliterated)

1. Osepchugov V.V., Frumkin A. K. *Avtomobil'. Analiz konstrukcij, jelementy rascheta*. Moscow: Mashinostroenie, 1989. 304 p.
2. *Proektirovanie transmissij avtomobilja: Spravochnik/Pod obshhej redakciej A.I. Grishkevicha*. Moscow: Mashinostroenie, 1984. 272 p.
3. Pilipchuk M.M. *Optimizacija rjada peredatochnyh chisel transmissii gruzovogo avtomobilja srednej gruzopod'emnosti pri pereborudovanii ego na dizel'*: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni k. t. n. special'nost' 05.22.02 Avtomobili i traktory. Kiev, 1997. 24 p.
4. Tokarev A. A., Narkevich Je.I., Zakoljuchin B.N., Zhbannikov S.I. Vybormoshhnosti dvigatelja i parametrov transmissii avtobusa malogo klassa. *Avtomobil'naja promyshlennost'*. 1978, no. 4, pp. 23–25.
5. Blohin A.N. *Razrabotka metodiki poiska racional'nyh peredatochnyh chisel transmissii s uchetom jekspluatacionnyh svojstv i naznachenija avtomobilja*: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni k. t. n. special'nost' 05.05.03 Kolesnye i gusenichnye mashiny. Nizhnij Novgorod, 2006. 20 p.
6. Korpach O.A. *Polipshennya tyagovo-shvy'dkistny'x vlasty'vostej i paly'vnoi ekonomichnosti avtomobilya pry' zmini potuzhnosti dy'guna v shy'roky'x mezhas*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.02 Avtomobili ta traktory'. Ky'yiv, 2014. 20 p.
7. Gorbaxa M.M. *Pokrashhennya pokazny'kiv tekhniko-ekspluatacijny'x vlasty'vostej avtomobiliv pry' yix pereobladnanni*. avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.02 Avtomobili ta traktory'. Ky'yiv, 2006. 20 p.
8. Bumaga O.D. *Pokrashhennya pokazny'kiv tekhniko-ekspluatacijny'x vlasty'vostej mis'ky'x gazobalonny'x avtobusiv*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.02 - Avtomobili ta traktory'. Ky'yiv, 2005. 20 p.
9. Moroz V.V. *Vy'bir docil'nogo ty'sku dy'guna dlya vantazhnogo avtomobilya z uraxuvanniam umov ekspluatacyi*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.20 Ekspluatacya ta remont zasobiv transportu. Ky'yiv, 2005. 20 p.
10. Kry'vorot A.I. *Polipshennya tyagovo-shvy'dkistny'x vlasty'vostej i paly'vnoi ekonomichnosti transportny'x zasobiv, shho pracuyut na gazogeneratornomu paly'vi*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.02 Avtomobili ta traktory'. Ky'yiv, 2020. 20p.
11. Govorushhenko N.Ja. *Jekonomija topliva i snizhenie toksichnosti na avtomobil'nom transporte*. Moscow: Transport, 1990. 136 p.
12. Karpenko V.A. Ocenka potencial'nyh dinamicheskikh harakteristik avtomobilja. *Avtomobil'nyj transport. Sbornik nauchnyh trudov*. Khar'kov: Izdatel'stvo HGADTU, 1998, vol. 1, pp. 64–67.
13. Fajset V.L. *Udoskonalennya vy'mog do dy'namicny'x vlasty'vostej legkovy'x avtomobiliv*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.20 – Ekspluatacya ta remont zasobiv transportu. Kharkiv, 2012. 20 p.
14. Podry'galo M.A., Kajdalov R.O., Zhovtonog O.M. Ocinka dy'namicny'x vlasty'vostej j energety'chnoyi ekonomichnosti avtomobiliv z bezstupinchastoyu avtomobil'noyu transmissiyeyu. *Naukovi notatky'*. Lucz'k: LNTU, 2017, vol.54, pp. 152–160.
15. Podry'galo M.A., Koryak O.O. Dy'namika avtomobilya z avtomaty'chnoyu bezstupinchastoyu korobkoyu peredach. *Visny'k Kharkivsk'ogo nacional'nogo avtomobil'no – dorozhn'ogo universy'tetu. Zbirny'k naukovy'x prac'*. Vy'pusk 20. Xarkiv: vy'davny'ctvo XNADU, 2020, pp. 73–79.
16. Sergiyenko A.M. *Racional'ne vy'korystannya energiyi avtomobilya z gibry'dnoyu sy'lovoju ustanovkoyu ta elektroamorty'zatoramy'*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya k. t. n. special'nosti 05.22.02 Avtomobili ta traktory'. Kharkiv, 2014. 21 p.
17. Kajdalov R.O. *Naukovi osnovy' stvorennya avtomobiliv z kombinovanoyu energety'chnoyu ustanovkoyu*: avtoref. dy's. na zdobuttya nauk. stupenya d-ra t. n. special'nosti 05.22.02 Avtomobili ta traktory'. Kharkiv, 2018. 40 p.
18. Gaberson H. A. Rotating machinery energy loss due to misalignment. *Energy Conversion Engineering Conference*, 11-16 Aug 1986. IECEC 96 Proceedings of the 31st Intersociety. 1986, vol. 3. pp. 1809–1812.
19. Reza N. Jazar. *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*. Springer, 2008. 1022 p.
20. Podry'galo M.A., Abramov D.V., Dubinin E.O., Tarasov Yu.V., Sheyin V.S. Ocinka pry'stosovanosti legkovy'x avtomobiliv za aerody'namicny'my' xaraktery'sty'kami' do pidvy'shhennya potuzhnosti dy'guniv pry' modernizacyi. *Texnichny'j servis agropromy'slovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv*. *Naukovy'j zhurnal*. 2021, no. 24, pp. 8–16.

Надійшло (received) 04.03.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Подригало Михайло Абович (Подригало Михаил Абович, Podrigalo Mikhail) – доктор технічних наук (PhD in Eng. S.), професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com

Краснокутський Володимир Миколайович (Краснокутский Владимир Николаевич, Krasnokutskiy Volodymir) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле– і тракторобудування», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3457-0995>; e-mail: hvukvn62@gmail.com

Ткаченко Олександр Сергійович (Ткаченко Александр Сергеевич, Tkachenko Olexander) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; e-mail: coloneltos@gmail.com

О.М. РИКУНОВ, В.І. КУЖЕЛОВИЧ

АЛГОРИТМ ОЦІНКИ ВІЙСЬКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВІЙСЬКОВОЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ЧАСТИНАМИ І ПІДРОЗДІЛАМИ НАЦІОНАЛЬНОЇ ГВАРДІЇ УКРАЇНИ В ХОДІ БОЙОВИХ ДІЙ (ОПЕРАЦІЙ)

В статті аргументована актуальність визначення показника військово-технічної ефективності використання військової автомобільної техніки частинами і підрозділами Національної гвардії України при виконанні бойових завдань (операцій). В теперішній час для оцінювання стану військової автомобільної техніки застосовуються спеціальні показники, які являють собою числове вираження вимірників або їх відношення. Існуючі методики планування автотехнічного забезпечення, методи прогнозування кількісної оцінки показника військово-технічної ефективності використання військової автомобільної техніки в ході бойових дій мають потребу в подальшому вдосконаленні. В статті запропоновано в якості показника військово-технічної ефективності застосування військової автомобільної техніки в бойових умовах використовувати комплексний показник – узагальнений коефіцієнт військово-технічної ефективності використання військової автомобільної техніки в ході бойових дій (операцій) та визначити напрями підвищення ефективності застосування техніки.

Ключові слова: автотехнічне забезпечення; військова автомобільна техніка; військово-технічна ефективність використання військової автомобільної техніки; показники ефективності; коефіцієнт технічної готовності; ефективність використання машин в ході бойових дій (операцій)

О.М. РИКУНОВ, В.І. КУЖЕЛОВИЧ

АЛГОРИТМ ОЦЕНКИ ВОЕННО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОЕННОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ЧАСТЯМИ И ПОДРАЗДЕЛЕНИЯМИ НАЦИОНАЛЬНОЙ ГВАРДИИ УКРАИНЫ В ХОДЕ БОЕВЫХ ДЕЙСТВИЙ (ОПЕРАЦИЙ)

В статье аргументирована актуальность определения показателя военно-технической эффективности использования военной автомобильной техники частями и подразделениями национальной гвардии Украины при выполнении боевых задач (операций). В настоящее время для оценки состояния военной автомобильной техники применяются специальные показатели, которые представляют собой числовое выражение измерителей или их отношения. Существующие методики планирования автотехнического обеспечения, методы прогнозирования количественной оценки показателя военно-технической эффективности использования военной автомобильной техники в ходе боевых действий нуждаются в дальнейшем совершенствовании. В статье предложен в качестве показателя военно-технической эффективности применения военной автомобильной техники, в боевых условиях, использовать комплексный показатель - обобщенный коэффициент военно-технической эффективности использования военной автомобильной техники в ходе боевых действий (операций), и определить направления повышения эффективности применения техники.

Ключевые слова: автотехническое обеспечение; военная автомобильная техника; военно-техническая эффективность использования военной автомобильной техники; показатели эффективности, коэффициент технической готовности; эффективность использования машин в ходе боевых действий (операций)

O. RIKUNOV, V. KUZHELOVICH

ALGORITHM FOR EVALUATING MILITARY TECHNICAL EFFICIENCY OF USING MILITARY VEHICLE EQUIPMENT BY PARTS AND DIVISIONS OF THE NATIONAL GUARD OF UKRAINE IN THE COURSE OF BATTLE ACTIONS (OPERATIONS)

The article argues the relevance of determining the indicator of military-technical efficiency of the use of military automobile equipment by units and subunits of the National Guard of Ukraine when performing battle actions (operations). Currently, special indicators are used to assess the state of military automotive equipment, which are a numerical expression of the gauges or their relationship. Existing methods of planning technical support, methods for predicting the quantitative assessment of the military-technical efficiency indicator of the use of military automotive equipment during hostilities need further improvement. The article proposes to use a comprehensive indicator, a generalized coefficient of military-technical efficiency of using military automobile equipment during combat actions (operations), as an indicator of military-technical efficiency of using military automobile equipment in combat conditions, and to determine directions for increasing the efficiency of using military equipment.

Keywords: automotive technical support; military automotive equipment; military-technical efficiency of using military automobile equipment; performance indicators; technical readiness coefficient; machine use efficiency during battle actions (operations)

Вступ. Військова автомобільна техніка – це автомобільна техніка, яка створена за тактико-технічними вимогами Національної гвардії України (НГУ), і яка використовується під монтаж, буксирування комплексів різних видів зброї і засобів, що забезпечують її застосування.

Військова автомобільна техніка є основою забезпечення тактичної і оперативної рухливості частин і підрозділів НГУ. На сьогоднішній момент на автомобільні базові шасі монтується більше 80% наземного рухомого озброєння і спеціальної техніки.

В системі озброєння військова автомобільна техніка призначена для виконання трьох основних завдань:

- забезпечення бойового функціонування і

мобільності наземного рухомого озброєння і спеціальної техніки;

- бойового і транспортного забезпечення бойових дій частин і підрозділів;

- забезпечення повсякденної життєдіяльності частин і підрозділів Національної гвардії України.

Таким чином, військова автомобільна техніка (далі автомобільна техніка) є невід’ємним системоутворюючим компонентом системи озброєння НГУ, і від її технічної досконалості залежить успіх виконання бойових і функціональних завдань частинами і підрозділами Національної

© О.М. Рікунов, В.І. Кужелович, 2021

гвардії України. Тому істотне значення має своєчасна оцінка військово-технічної ефективності використання автомобільної техніки, яка досягається завдяки правильно організованому автотехнічному забезпеченню бойових дій.

Автотехнічне забезпечення організовується і здійснюється з урахуванням його виду, ролі Національної гвардії України у виконанні поставлених завдань і їх місця в бойовому шикуванні, важливості завдань, ширини смуги і темпу просування; наявності і стану автомобільної техніки; підготовленості особового складу, забезпеченості автотехнічним майном, стану і можливостей сил і засобів автотехнічного забезпечення, а також наявності часу на підготовку до бойових дій [1].

Автотехнічне забезпечення організовує начальник автомобільної служби військової частини на підставі рішення командира частини, вказівок заступника командира частини з озброєння – начальника технічної частини і старшого начальника. Начальник автомобільної служби повинен постійно тримати на контролі тактичну і тилову обстановку, стан автомобільної техніки і засобів служби у всіх підрозділах своєї частини, вміти швидко прийняти рішення, при необхідності доповісти командирі, заступнику командира з озброєння (ЗКО) обстановку по службі, поставити завдання і відповідно до обстановки керувати діями сил і засобів автомобільної служби [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблемам планування автотехнічного забезпечення бойових дій (операцій) з метою ефективного використання автомобільної техніки присвячена велика кількість публікацій. Описані методи основних розрахунків при плануванні автотехнічного забезпечення бойових дій, організації автотехнічного забезпечення [2, 7, 14]. Типовий алгоритм дій начальника автомобільної служби під час організації автотехнічного забезпечення бойових дій наведений в роботах [1, 7].

Із наукової літератури відомо, що ефективність – це найбільш загальна, визначальна властивість будь-якої цілеспрямованої діяльності, що розкривається через категорію мети й об'єктивно виражається ступенем її досягнення з урахуванням витрат ресурсів і часу [3]. Військово-технічна ефективність – узагальнене поняття, що характеризує ступінь пристосованості автомобільної техніки до виконання поставлених перед нею бойових завдань [6].

Науковими основами досліджень оцінки рівня ефективності використання машин під час виконання завдань є: теорія ефективності застосування військової техніки, технічна експлуатація машин, теорія надійності виробів техніки, теорія ймовірностей та математична статистика [4–6]. Основні залежності, які використовуються при визначенні рівня ефективності застосування машин, наведені у роботах [7, 8]. Пропозиції з оцінки показників ефективності застосування та боєготовності сучасних виробів техніки, наведені в роботах [9]. В

роботах [7, 8] розроблені аналітичні залежності коефіцієнтів боєготовності озброєння та військової техніки військових формувань від вихідних параметрів технічного забезпечення. В роботах [10, 11] проведений аналіз умов використання моделей ефективності систем, виділені особливості визначення показника ефективності військових перевезень автомобільними колонами [15], та шляхи підвищення ефективності використання автомобільної техніки частинами і підрозділами Національної гвардії України (НГУ) [13].

Показники ефективності повинні забезпечувати: повноту інформації, що міститься в них; однозначність кількісного вираження; чутливість до експлуатаційних факторів; простоту використання і визначення з мінімальними витратами засобів і часу; наочність і ясний фізичний зміст [3, 6].

Постановка проблеми. Нові умови ведення бойових дій, підвищення значення автотехнічного забезпечення вимагають чіткого знання змісту і послідовності роботи посадових осіб технічних служб та нового підходу до організації і здійснення процесу планування для підвищення ефективності автотехнічного забезпечення.

Ефективність планування може бути визначена як спроможність системи автотехнічного забезпечення виконувати поставлені задачі в стислі терміни з найменшою витратою сил та засобів. У наказі командувача Національної гвардії України від 27 грудня 2016 року № 900 відзначається, що «...метою автотехнічного забезпечення є досягнення максимальної ефективності використання автомобільної техніки в складних умовах оперативної обстановки» [1]. Вирішення задачі оцінювання стану автомобільної техніки в ході бойових дій (операцій) в теперішній час суттєво ускладнюють реальні умови та перешкоди. По-перше, не є найкращим технічний стан автомобільної техніки через її обмежений ресурс і невисокі рівні її оперативної готовності; по-друге, в сучасних умовах здійснення автотехнічного забезпечення реальною є загроза противника, який може перешкоджати виконанню завдання протягом бойових дій (операцій) на будь-якій ділянці лінії зіткнення протидіючих сторін. Проблемним зараз є також відсутність практичного застосування методу прогнозного визначення стану автомобільної техніки в ході бойових дій (операцій), тому необхідними є конкретні рекомендації теорії планування автотехнічного забезпечення.

Для оцінки ефективності використання автомобільної техніки застосовуються відомі показники [2, 7]:

- коефіцієнт технічної готовності,
- коефіцієнт використання парку,
- коефіцієнт робочого часу,
- коефіцієнт використання пробігу,
- коефіцієнт вантажопідйомності,
- швидкості руху, середньодобовий пробіг і продуктивність роботи автомобілів.

Однак, наведені показники ефективності, які

застосовуються для оцінювання ефективності використання автомобільної техніки при перевезеннях в мирний час та в народному господарстві, не здатні оцінити стан автомобільної техніки і військово-технічну ефективність її використання в ході бойових дій (операцій), а у відомій науково-технічній літературі відсутні показники оцінки військово-технічної ефективності застосування автомобільної техніки в умовах протидії противника.

Тому виникла наукова задача у необхідності розробки показника, що дозволить начальнику автомобільної служби оцінити стан автомобільної техніки і очікувану військово-технічну ефективність застосування її в умовах ведення бойових дій (операцій) частинами і підрозділами НГУ.

Для вирішення поставленого наукового завдання відповідно до його структури авторами запропонований узагальнений алгоритм оцінки військово-технічної ефективності використання автомобільної техніки в ході бойових дій (операцій).

Мета статті – аргументація алгоритму оцінки військово-технічної ефективності використання автомобільної техніки частинами і підрозділами НГУ в ході бойових дій (операцій).

Викладення основного матеріалу. При плануванні автотехнічного забезпечення бойових дій (операцій) частин і підрозділів Національної гвардії України в силу обмеженого часу, який відводиться на оцінку обстановки і вироблення рішення, необхідно застосовувати найбільш ефективні способи виконання розрахунків, які давали б можливість в короткі терміни повно і всебічно оцінити обстановку по службі і прийняти оптимальне рішення.

На підставі висновків із оцінки обстановки начальник автомобільної служби розробляє пропозиції щодо організації автотехнічного забезпечення, які доповідає заступникові командира частини з озброєння – начальнику технічної частини [1].

Характер багатоцільового застосування автомобільної техніки, широкий спектр режимів і умов використання, а також постійно посилюючі специфічні тактико-технічні вимоги військ до неї накладають певні особливості, необхідні для врахування в методиках оцінки військово-технічної ефективності використання автомобільної техніки в бойових умовах (операціях).

Автомобільна техніка в ході бойових дій (операцій) буде використовуватись для: забезпечення рухомості озброєння і спеціальної техніки; перевезення особового складу; підвезення матеріальних засобів; евакуації поранених і хворих; евакуації пошкодженої, несправної і не потрібної для бою озброєння і техніки.

З урахуванням визначення поняття військово-технічної ефективності та умов застосування автомобільної техніки пропонується оцінювати ефективність використання автомобільної техніки в ході бойових дій (операцій) комплексним показником – узагальненим коефіцієнтом військово-технічної ефективності використання автомобільної

техніки ($K_{вт.еф.вик.}$). Узагальнений коефіцієнт військово-технічної ефективності використання автомобільної техніки розкриває технічний стан автомобільної техніки частин і підрозділів НГУ, ефективність її використання в ході бойових дій (операцій), який визначається наступним чином [3, 15]:

$$K_{вт.еф.вик.} = P_{вик.} \cdot K_{опер.}(t) \cdot K_{рес.заб.} \quad (1)$$

де $P_{вик.}$ – результативність використання автомобільної техніки в ході бойових дій (операцій); $K_{опер.}(t)$ – коефіцієнт оперативності виконання завдань в ході бойових дій (операцій);

$K_{рес.заб.}$ – коефіцієнт ресурсозабезпечення використання автомобільної техніки в ході бойових дій (операцій).

Результативність використання автомобільної техніки в ході бойових дій (операцій) $P_{вик.}$ буде розраховуватися, як:

$$P_{вик.} = K_{ог.} \cdot P_{бою.} \cdot P_{втрат.}, \quad (2)$$

де $K_{ог.}$ – коефіцієнт оперативної готовності автомобільної техніки;

$P_{бою.}$ – ймовірність виконання завдання автомобільною технікою в ході бойових дій (операцій);

$P_{втрат.}$ – ймовірність уникнення втрат в ході бойових дій (операцій).

Під коефіцієнтом оперативної готовності розуміємо ймовірність того, що автомобільна техніка знаходиться в працездатному стані у будь-який момент часу, крім запланованих періодів, коли використання її за призначенням не передбачається, і, починаючи з цього моменту, буде працювати безвідмовно протягом заданого періоду ведення бойових дій (операцій) [9].

$$K_{ог.}(t) = \frac{T_0}{T_0 + T_B} e^{-\frac{t}{T_0}}, \quad (3)$$

де T_0 – середній час безвідмовної роботи автомобільної техніки;

T_B – середній час відновлення автомобільної техніки;

t – час використання автомобільної техніки.

Під ймовірністю виконання завдання автомобільною технікою в ході бойових дій (операцій) розуміємо ймовірність того, що автомобільна техніка здійснить перевезення і забезпечить необхідну рухомість озброєння в конкретних умовах бойових дій (операцій).

Визнаємо, що ймовірність виконання завдання автомобільною технікою в ході бойових дій (операцій) залежить від: виду бойових дій; експлуатаційних якостей техніки; рівня підготовки водіїв; стану дорожнього полотна на маршрутах руху; погодних умов, часу доби; пори року; організації всебічного забезпечення бойових дій (операцій) та інших.

Наближене значення ймовірності $P_{бою.}$ може бути визначено наступним чином:

$$P_{\text{бою.}} = \frac{N-n}{N}, \quad (4)$$

де N – загальна кількість автомобільної техніки, яка застосовується в ході бойових дій (операцій);

n – кількість автомобільної техніки, яка вийшла з ладу за період бойових дій.

Ймовірність уникнення втрат автомобільної техніки в ході бойових дій (операцій) залежить від виду бойових дій (наступ, оборона, марш), скритності пересування, інженерних засобів укриття техніки, часу знаходження під вогнем противника та ін.

$$P_{\text{втрат.}} = 1 - P_{\text{ур.}}, \quad (5)$$

де $P_{\text{ур.}}$ – ймовірність ураження автомобільної техніки.

Ймовірність ураження $P_{\text{ур.}}$ автомобільної техніки з урахуванням часу знаходження її під вогнем противника і моменту виявлення її визначається за допомогою виразу [6]

$$P_{\text{ур.}} = 1 - \frac{1}{\rho \cdot \lambda \cdot t} \left[1 - e^{-\rho \cdot \lambda \cdot t} \right] \quad (6)$$

де λ – число пострілів по цілі за час $t = t^* - T$;

t – час знаходження автомобільної техніки в зоні обстрілу;

ρ – ймовірність влучення в ціль.

Коефіцієнт оперативності виконання завдань автомобільною технікою в ході бойових дій (операцій), який характеризує ймовірність здійснення заданих пересувань в ході бою (операції), можна визначити за допомогою виразу [7]

$$K_{\text{опер.}}(t) = 1, \text{ при } t_B \leq \tau; \quad (7)$$

$$K_{\text{опер.}}(t) = 1 - e^{-\frac{\tau}{t}}, \text{ при } t_B > \tau; \quad (8)$$

$$t = t_B - \tau$$

де t_B – випадковий час здійснення пересувань автомобільною технікою в ході бойових дій;

τ – заданий час здійснення пересувань автомобільною технікою.

Коефіцієнт ресурсозабезпечення використання автомобільною технікою в ході бойових дій (операцій) визначається як:

$$K_{\text{рес.заб.}}(C) = 1, \text{ при } C_{\text{внтр.}} \leq C_{\text{запл.}}, \quad (9)$$

$$K_{\text{рес.заб.}}(C) = 1 - e^{-\frac{C_{\text{запл.}}}{C}}, \text{ при } C_{\text{внтр.}} > C_{\text{запл.}}, \quad (10)$$

$$C = C_{\text{внтр.}} - C_{\text{запл.}},$$

де $C_{\text{запл.}}$ – заплановані (потрібні) ресурси на здійснення пересувань автомобільною технікою в ході бойових дій;

$C_{\text{внтр.}}$ – витрачені ресурси на здійснення пересувань автомобільною технікою в ході бойових дій.

Приклад розрахунку: Визначимо узагальнений коефіцієнт військово-технічної ефективності використання автомобільної техніки в ході бойових дій $K_{\text{вт.еф.вик.}}$, якщо

коефіцієнт оперативної готовності техніки $K_{\text{ог}} = 1$; ймовірність виконання завдання автомобільною технікою в ході бойових дій (операцій) $P_{\text{бою.}} = 0,9$; ймовірність уникнення втрат автомобільної техніки в ході бойових дій (операцій) $P_{\text{втрат.}} = 0,98$; коефіцієнт оперативності виконання завдань автомобільною технікою в ході бойових дій (операцій) $K_{\text{опер.}}(t) = 1$; коефіцієнт ресурсозабезпечення використання техніки в ході бойових дій (операцій) $K_{\text{рес.заб.}} = 0,95$.

За допомогою формул (1)-(10), визначимо $K_{\text{вт.еф.вик.}} = P_{\text{вик.}} \cdot K_{\text{опер.}}(t) \cdot K_{\text{рес.заб.}} = 0,84$.

Таким чином, за допомогою залежностей (1)–(10) можна визначити узагальнений коефіцієнт військово-технічної ефективності використання автомобільної техніки в ході бойових дій $K_{\text{вт.еф.вик.}}$ та визначити напрями підвищення ефективності застосування автомобільної техніки під час ведення бою (операції).

В результаті робиться висновок про те, в якому обсязі стан автомобільної техніки забезпечує їх надійну роботу під час виконання поставлених завдань. У переліку заходів намічаються роботи по збільшенню запасу ресурсу, обсяг, час і місце проведення обслуговування, сили та засоби автотехнічного забезпечення, порядок їх використання.

Висновки

1. Отриманий показник ($K_{\text{вт.еф.вик.}}$) дозволяє оцінити рівень військово-технічної ефективності застосування автомобільної техніки в умовах ведення бойових дій (операцій).

2. Показник оцінювання військово-технічної ефективності застосування автомобільної техніки дозволяє визначити вплив на неї окремих властивостей сучасного бою (операції) та намітити шляхи забезпечення високого рівня ефективності застосування автомобільної техніки.

Розробка методики виконання розрахунків, які спрямовані на визначення прогностичних показників ефективності функціонування автотехнічного забезпечення бойових дій (операцій) сприятиме начальнику автомобільної служби в обґрунтуванні наслідків прийнятих рішень на підготовку сил і засобів автомобільної служби до бойових дій (операцій), а також у зменшенні втрати часу на усунення відмов автомобілів або часу на відновлення працездатності автомобілів та автомобільних базових шасі для озброєння і спеціальної техніки у разі їх пошкодження противником протягом бойових дій (операцій).

Список літератури

1. Наказ КНГУ № 900 від 27. 12. 2016 «Про затвердження Порядку організації та експлуатації автомобільної техніки, іншого майна номенклатури автомобільної служби Національної гвардії України».
2. Дем'янчук Б.О., Верпівський С.М., Меленчук В.М. *Основи автотехнічного забезпечення. Моделювання процесів* [Текст]. Одеса: Військова академія, 2015. 330 с.
3. *Надежность и эффективность в технике. Справочник в 10 т. Т.1. Методология. Организация. Терминология.* М.:

- Машиностроение. 1986. 224 с.
4. Ганин М.П., Кузнецова Н.Г. *Теория вероятностей и исследование операций в задачах эксплуатации и боевого применения вооружения и военной техники. Часть 2* [Текст]. СПб: ВМА. 1997. 467 с.
 5. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. *Теория вероятностей* [Текст]. М.: Наука, 1973. 368 с.
 6. Демидов Б.А., Хмелевская О.А. Методические основы оценивания и прогнозирования уровня качества, сравнительного анализа эффективности применения образцов вооружения и военной техники при управлении их жизненными циклами. *Радиоелектронні і комп'ютерні системи*. 2006. № 7(19). С. 72–76.
 7. Макаруч К.П., Соколовський С.А., Маренко Г.М., Кужелович В.І. та інш. *Автотехнічне забезпечення частин та підрозділів внутрішніх військ МВС України. Навчальний посібник*. Харків: Академія ВВ МВС України, 2012. 235 с.
 8. Дем'янчук Б.О., Малишкін О.В. *Основи технічного забезпечення. Обґрунтування рішень*. Одеса: МО України, 2014. 208 с.
 9. Харченко В.С., Батуков А.П., Лисенко І.В. *Теорія надійності та живучості елементів і систем літальних комплексів* [Текст]. Х.: ХВУ. 1997. 403 с.
 10. Чабаненко П.П. *Закономірності та особливості оцінювання ефективності систем у бойових діях за ймовірнісними моделями* [Текст]. К.: Наука і оборона. 2016. Вип.4. С.16–22.
 11. Дем'янчук Б.О., Маханьков В.А., Обертас В.Ф. *Автотехнічне забезпечення. Управління ресурсом і оновленням парку автомобілів* [Текст]. Одеса: Видавництво: Військова академія (м. Одеса), 2016. 250 с.
 12. *Технічне забезпечення військ (сил) в операції і бою. Частина 1* [Текст] / В.О. Шуєнкін, О.І. Хазанович, І.С. Ішутін, М.Ф. Єжеев та ін. під заг. ред. М.І. Шапталенко. Київ: Національна Академія Оборони України, 2001. С. 9–10.
 13. Шаша І.К., Кудімов С.А. *Шляхи підвищення ефективності використання автобронетанкової техніки підрозділами Національної гвардії України* [Текст]. Харків: Збірник наукових праць НАНГУ, 2017., вип. 1(29). С.77–80.
 14. *Методика прогнозування показників ефективності автотехнічного забезпечення маршруту* [Текст]. Одеса: Військова академія. 2018.
 15. Ковтун А.В., Табуненко В.А., Марценяк А.П. *Определение показателя эффективности военных перевозок автомобильными колоннами*. [Текст] Baku: National security and military sciences 2017. №4 (vol. 3). С. 39–47.
 - avtotexnichnogo zabezpechennya. Modelyuvannya procesiv [Текст]. Одеса: Виїс'кова академія, 2015. 330 p.
 3. Nadezhnost' y' efekty'vnost' v texny'ke. Spravochny'k v 10 t. T.1. Metodology'ya. Organy'zacy'ya. Termynology'ya. M.: Mashy'nostroeny'e. 1986. 224 p.
 4. Gany'n M.P., Kuzneczova N.G. Teory'ya veroyatnostej y' y'ssledovany'e operacy'j v zadachax ekspluatacy'y' y' boevogo pry'meneny'ya vooruzheny'ya y' voennoj texny'ky'. Chast' 2 [Текст]. SPb: VMA. 1997. 467 p.
 5. Ventcel' E.S., Ovcharov L.A. Teory'ya veroyatnostej [Текст]. M.: Nauka, 1973. 368 p.
 6. Demy'dov B.A., Xmelevskaya O.A. Metody'chesky'e osnovy ocen'y'vany'ya y' prognozy'rovany'ya urovnya kachestva, sravny'tel'nogo analy'za efekty'vnosty' pry'meneny'ya obrazcov vooruzheny'ya y' voennoj texny'ky' pry' upravleny'y' y'x zhy'znennymy' cy'klamy'. Radioelektronni i komp'yuterni sy'stemy'. 2006, no. 7(19), pp. 72–76.
 7. Makarchuk K.P., Sokolovs'ky'j S.A., Marenko G.M., Kuzhelovy'ch V.I. ta insh. Avtotexnichne zabezpechennya chasty'n ta pidrozdiliv vnutrinhnix vijs'k MVS Ukrayiny'. Navchal'ny'j posibny'k. Harkiv: Akademiya VV MVS Ukrayiny', 2012. 235 p.
 8. Dem'yanchuk B.O., Maly'shkin O.V. Osnovy' texnichnogo zabezpechennya. Obgruntuvannya rishen'. Odessa: MO Ukrayiny'. 2014. 208 p.
 9. Xarchenko V.S., Batukov A.P., Ly'senko I.V. Teoriya nadijnosti ta zhy'vuchosti elementiv i sy'stem lital'ny'x kompleksiv [Текст]. Х.: ХВУ. 1997. 403 p.
 10. Chabanenko P.P. Zakonomirnosti ta osobly'vosti ocinyuvannya efekty'vnosti sy'stem u bojovy'x diyax za jmovirnisny'my' modelyamy' [Текст]. К.: Nauka i oborona. 2016, vol.4, pp.16–22.
 11. Dem'yanchuk B.O., Maxan'kov V.A., Obertas V.F. Avtotexnichne zabezpechennya. Upravlinnya resursom i onovlenniam parku avtomobiliv [Текст]. Одеса: Vy'davny'cztvo: Vijs'kova akademiya (m. Одеса), 2016. 250 p.
 12. Texnichne zabezpechennya vijs'k (sy'l) v operaciyi i boyu. Chasty'na 1 [Текст] / V.O. Shuyenkin, O.I. Xazanovy'ch, I.S. Ishutin, M.F. Yezheyev ta in. pid zag. red. M.I. Shaptalenko. Ky'yiv: Nacional'na Akademiya Oborony' Ukrayiny', 2001. P. 9–10.
 13. Shasha I.K., Kudimov S.A. Shlyaxy' pidvy'shennya efekty'vnosti vy'kory'stannya avtobronetankovoyi texniky' pidrozdilamy' Nacional'noyi gvardiyi Ukrayiny' [Текст]. Harkiv: Zbirny'k naukovy'x prac' NANGU, 2017., vol. 1(29), pp.77–80.
 14. Metody'ka prognozuvannya pokazny'kiv efekty'vnosti avtotexnichnogo zabezpechennya marshu [Текст]. Одеса: Vijs'kova akademiya. 2018.
 15. Kovtun A.V., Tabunenko V.A., Marcenyak A.P. Opredeleny'e pokazatelya efekty'vnosty' voenny'x perevozk avtomoby'l'ny'my' kolonnamy'. [Текст] Baku: National security and military sciences. 2017, no.4 (vol. 3), pp. 39–47.

References (transliterated)

1. Nakaz KNGU № 900 vid 27. 12. 2016 «Pro zatverdzhennya Poryadku organizaciyi ta ekspluataciyi avtomobil'noyi teknyky', inshogo majna nomenklatury' avtomobil'noyi sluzhby' Nacional'noyi gvardiyi Ukrayiny'».
2. Dem'yanchuk B.O., Verpivs'ky'j S.M., Melenchuk V.M. Osnovy'

Надійшла (received) 22.02.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Рікунов Олег Миколайович (Рікунов Олег Николаевич, Rikunov Oleg) – кандидат технічних наук, Національна академія Національної гвардії України, викладач кафедри «Технічного та тилового забезпечення»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-7581-7531>; e-mail: rikunov317@ukr.net

Кужелович Віктор Іванович (Кужелович Виктор Иванович, Kuzhelovych Viktor) – Національна академія Національної гвардії України, старший викладач кафедри «Автобронетанкової техніки»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-5361-8400>; e-mail: 7145944v@ukr.net

О. П. СТРИЛЕЦЬ, О. В. МАЛАЩЕНКО, А. А. СТЕПАНЮК

ЗАСТОСУВАННЯ ТРЬОХМІРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ РОЗМІРІВ ПРИБОРУ КЕРУВАННЯ ЗМІНОЮ ШВИДКОСТІ ЗУПИННИКОМ ОБЕРТАЛЬНОГО РУХУ У ВИГЛЯДІ ЗАМКНУТОЇ ГІДРОСИСТЕМИ

Метою даної роботи є виконати трьохмірну модель нового пристрою зміни швидкості за допомогою інженерної CAD системи Solidworks. Зокрема, у статті описуються методи комп'ютерної побудови трьохмірної моделі зупинника обертального руху у вигляді замкнутої гідросистеми пристрою для плавного керування змінами швидкості через зубчастий диференціал. Ланкою керування може бути або епіцикл, або водило, або сонячне зубчасте колесо. Розглянуті способи створення нових деталей пристрою, використання виробів зі стандартних бібліотек та узгодження їх розмірів у зборці. Можливість параметризувати розміри дозволяє автоматизувати створення як окремої деталі, так і всього пристрою конкретної конструкції, базуючись на заданих вихідних даних. Накладання спеціальних спів'язань для моделювання рухомих та нерухомих з'єднань дозволяє правильно розмістити деталі, контролювати правильність їх зборки, а в подальшому проводити кінематичні та силові дослідження пристрою, анімувати його елементи в русі. Робиться висновок, що використання комп'ютерного трьохмірного моделювання при проектуванні таких зупинників дозволяє: на початковій стадії проектування отримати візуальне уявлення про зупинник обертального руху; за допомогою комп'ютера оглянути створену модель з довільної точки; легко редагувати трьохмірні моделі, тобто вносити необхідні зміни; досягати великої економії часу і витрат на проектування; отримати велике число можливих варіантів проектних рішень, які потрібно детально та глибоко проаналізувати і вибрати раціональний, тобто самий кращий. Створена модель зупинника обертального руху дозволяє вибрати оптимальне місце установки його у зубчастому диференціалі пристрою зміни швидкості з точки зору використання мінімальних розмірів об'єму. Виходячи з цього, комп'ютерне моделювання має передувати конструюванню.

Ключові слова: трьохмірне моделювання; зупинник обертального руху; замкнута гідросистема; зубчастий диференціал

О. П. СТРИЛЕЦЬ, О. В. МАЛАЩЕНКО, А. А. СТЕПАНЮК

ПРИМЕНЕНИЕ ТРЕХМЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ РАЗМЕРОВ УСТРОЙСТВА УПРАВЛЕНИЯ ИЗМЕНЕНИЕМ СКОРОСТИ СТОПОРОМ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ В ВИДЕ ЗАМКНУТОЙ ГИДРОСИСТЕМЫ

Целью данной работы является выполнить трехмерную модель нового устройства изменения скорости с помощью инженерной CAD системы Solidworks. В частности, в статье описываются методы компьютерного построения трехмерной модели стопора вращательного движения в виде замкнутой гидросистемы устройства плавного управления изменениями скорости через зубчатый дифференциал. Звеном управления может быть или эпицикл, или водило, или солнечное зубчатое колесо. Рассмотрены способы создания новых деталей устройства, использование изделий из стандартных библиотек и согласования их размеров в сборке. Возможность параметризовать размеры позволяет автоматизировать создание как отдельной детали, так и всего устройства конкретной конструкции, основываясь на заданных исходных данных. Наложение специальных сопряжений, для моделирования подвижных и неподвижных соединений, позволяет правильно разместить детали, контролировать правильность их сборки, а в дальнейшем проводить кинематические и силовые исследования устройства, анимировать его элементы в движении. Делается вывод, что использование компьютерного трехмерного моделирования при проектировании таких стопоров позволяет на начальной стадии проектирования получить визуальное представление о стопорах вращательного движения; с помощью компьютера просмотреть созданную модель с любой точки; легко редактировать трехмерные модели, то есть вносить необходимые изменения; достигать большой экономии времени и затрат на проектирование; получить большое число возможных вариантов проектных решений, которые нужно детально и глубоко проанализировать и выбрать оптимальный, то есть самый лучший. Созданная модель стопора вращательного движения позволяет выбрать оптимальное место установки его в зубчатом дифференциале устройства изменения скорости с точки зрения использования минимальных размеров и объема. Исходя из этого, компьютерное моделирование должно предшествовать конструированию.

Ключевые слова: трехмерное моделирование; стопор вращательного движения; замкнутая гидросистема; зубчатый дифференциал

О. STRILETS, O. MALASHCHENKO, A. STEPANIUK

APPLICATION OF THREE-DIMENSIONAL MODELING TO OPTIMIZE THE DIMENSIONS OF THE SPEED CONTROL DEVICE WITH ROTARY STOPPER IN THE FORM OF A CLOSED-LOOP HYDRAULIC SYSTEM

The aim of this work is to create a three-dimensional model of a new speed change control device using an engineering CAD system Solidworks. In particular, the article describes the methods of computer construction of a three-dimensional model of a rotary stopper in the form of a closed-loop hydraulic system of the device for smooth control of speed changes through a gear differential. The control link can be either a ring gear, or a carrier, or a sun gear. Ways of creating new parts of the device, use of elements from standard libraries and coordination of their dimensions in assembly have been considered. The ability to parameterize the dimensions allows you to automate the creation of both a single part and the whole device of a particular design, based on the specified source data. The application of special meshes for modeling movable and fixed joints allows you to correctly place the parts, control the correctness of their assembly, and then conduct kinematic and power studies of the device, animate its elements in motion. It has been concluded that the use of computer three-dimensional modeling in the design of such stoppers allows: at the initial stage of design to get a visual idea of the stopper of rotational motion; use a computer to view the created model from any point; easy to edit three-dimensional models, i.e. make the necessary changes; achieve great savings in time and design costs; get a large number of possible design solutions that need to be analyzed in detail and in depth to choose the rational, i.e. the best fit. The created model of the stopper of rotational movement allows to choose the optimal place of its installation in a gear differential of the device of speed change from the point of view of use of the minimum sizes and volume. Based on this, computer simulation must precede design.

© О. П. Стрілець, О. В. Малащенко, А. А. Степанюк, 2021

Keywords: three-dimensional modeling; rotary stopper;

closed-loop hydraulic system; gear differential

Вступ. Пристрої зміни швидкості знайшли саме широке поширення в найрізноманітніших областях техніки. В даний час багато відомих пристроїв у вигляді ступінчастих і безступінчастих коробок швидкостей використовують у транспортних, гірничих, будівельних, дорожніх, меліоративних і сільськогосподарських машинах, автомобілях і тракторах, на судах, літальних і підводних апаратах, у верстатах, на підйомно-транспортному устаткуванні тощо. Основними недоліками ступінчастого керування швидкістю за величиною та напрямком є: складність конструкції пристроїв, висока матеріаломісткість, великі динамічні навантаження, які виникають під час переходу з однієї швидкості на другу навіть зі синхронізаторами. Для безступінчастого керування швидкістю через зубчасті диференціали основним недоліком є інтенсивне спрацювання деталей внаслідок тертя із-за використання блокувальних фрикційних стрічкових, колодкових і дискових гальм і блокувальних фрикційних муфт. Вказані недоліки негативно впливають на довговічність і надійність деталей механічних приводів і машин в цілому.

Крім того, зубчасті диференціали володіють двома степенями вільності, тому можуть мати дві ведучі ланки, а одну – ведену, або дві ведені, а одну ведучу ланки. Із трьох основних рухомих ланок: епіцикла, водила, або сонячного зубчастого колеса приймаємо за ланку керування з кутовою швидкістю $\omega_k = \omega_{k \max}$ до 0 і на веденій ланці отримуємо зміну швидкості ($\omega_{вд} = var$) при постійній швидкості ведучої ланки ($\omega_{вч} = const$).

Із-за недоліків безступінчастого керування змінами швидкості запропонований новий спосіб і пристрій для керування змінами швидкості на основі зубчастих диференціалів з зупинниками обертального руху у вигляді замкнутих гідросистем, наприклад, [1]. Для цього використано приклад [2] пристрою керування змінами швидкості.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. До уваги взяті роботи, у яких виконані дослідження, присвячені пристроям зміни швидкості з зубчастим диференціалом, застосуванням комп'ютерного 3D моделювання [3–8]. В [3] запропоновано комп'ютерне 3D моделювання пристрою для плавного керування змінами швидкості через зубчастий диференціал з замкнутою гідросистемою.

В [4] розглядається планування проектування та зборки механічних елементів у редукторі з використанням прикладних пакетів програм, в тому числі AutoCAD Mechanical для побудови моделей.

В [5] описана методика моделювання HYGESim зовнішніх шестеренних насосів, що працюють з ньютонівими рідинами, що мають різні характеристики в'язкості, а також описано кілька порівнянь між результатами моделювання та експериментальними даними, отриманими для перевірки представленої методики.

В [6] проведено тривимірне числове моделювання зовнішнього шестеренного насоса для

вивчення впливу параметрів 3D геометричного проектування на експлуатаційні характеристики насоса, такі, як витрата внутрішнього тиску, локальної кавітації та пульсації тиску подачі. Метод (ISM) був використаний для імітації роботи насоса в екстремальних умовах з високою швидкістю обертання. В [7] розглядається трьохмірне моделювання поверхонь зубців коліс зубчастих передач у CAD системах для генерації програм до верстатів з числовим програмним керуванням (ЧПК).

В [8] приведені матеріали у вигляді тез, що доповідалися на Міжнародних науково-технічних конференціях і симпозіумах, які відносяться до трьохмірного (3D) комп'ютерного моделювання пристроїв зміни швидкості.

Із аналізу останніх публікацій видно, що наукові роботи, пов'язані з застосуванням трьохмірного моделювання до пристроїв зміни швидкості через зубчасті диференціали з шестеренчастими гідронасосами, мало застосовані.

Мета роботи – виконати трьохмірну (3D) модель у CAD системах [9–12] пристрою зміни швидкості за допомогою зубчастого диференціала і зупинника обертального руху в вигляді замкнутої гідросистеми, коли ланкою керування є водило, а ведучою може бути або сонячне зубчасте колесо, або епіцикл.

Вклад основного матеріалу. На рис. 1 показаний пристрій для керування швидкістю з зубчастим диференціалом та зупинником обертального руху. Детальний опис конструкції та принципу роботи такого пристрою наведений в [2].

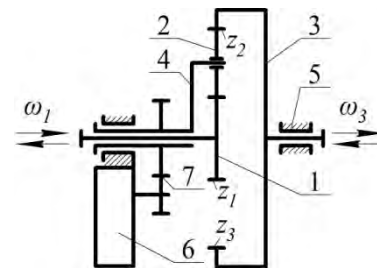


Рисунок 1 – Схема пристрою для керування змінами швидкості через водило: 1 – сонячне зубчасте колесо; 2 – сателіти; 3 – епіцикл; 4 – водило; 5 – корпус

На рис. 2 показана схема зупинника обертального руху, де він містить шестеренчастий гідронасос 1 із всмоктувальним 2 і напірним 3 патрубками. На всмоктувальному патрубку 2 встановлений зворотний клапан 4, а на напірному патрубку 3 – регулювальний кран 5. Рідина 6 розміщена в ємності 7, а може бути розміщена в картері корпуса зубчастого диференціала.

Такий зупинник обертального руху працює так. Ланка, яку потрібно зупиняти, приводить в рух шестеренчастий гідронасос 1, який засмоктує через зворотний клапан 4 всмоктувального патрубку 2 рідину 6 із ємності 7, або із картера зубчастого диференціала, і подає її у напірний патрубок 3, а

далі через регулювальний кран 5 назад у ємність 7 або у картер зубчастого диференціала, коли цей регулювальний кран 5 відкритий. Коли регулювальний кран 5 закритий, тоді шестеренчастий гідронасос 1 застопорений, тобто зупинений. Від пропускної здатності регулювального крана 5 буде залежати кутова швидкість шестерень гідронасоса 1 і вала, що зупиняється. Тобто в залежності від пропускної здатності регулювального крана 5 кутова швидкість шестерень гідронасоса 1 буде плавно зменшуватись до нуля і його зупинки. Оскільки на всмоктувальному патрубку 2 поставлений зворотній клапан 4, то він забезпечує надійність його стопоріння – не дозволяє виходити із стопорного стану гідросистеми.

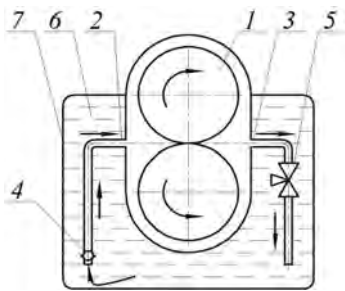


Рисунок 2 – Гідравлічна схема зупинника:

1 – шестеренчастий гідронасос; 2 – всмоктувальний патрубок; 3 – напірний патрубок; 4 – зворотний клапан; 5 – регулювальний кран; 6 – рідина; 7 – ємність для рідини

Розглянемо випадок, коли ведучою ланкою буде сонячне зубчасте колесо, а веденою – епіцикл. Керування зміною швидкості веденої ланки – епіцикла здійснюється через водило. Якщо прийняти куту швидкість ведучої ланки за $\omega_1 = \text{const}$, тоді за рахунок зміни швидкості водила ($\omega_4 = \text{var}$) за допомогою замкнутої гідросистеми можна плавно змінювати швидкість веденої ланки – епіцикла (ω_3). Маємо те, що водило через зубчасту передачу приводить у рух шестеренчастий гідронасос, який перекачує рідину в замкнутій гідросистемі, або

зупинений, як пояснено вище. Таким чином, залежно від пропускної здатності регулювального крана швидкість водила (ω_4) змінюється від $\omega_{4 \max}$ до 0 і при цьому змінюється швидкість епіцикла (ω_3). Аналогічно буде виконуватись зміна швидкості в зворотному напрямку, коли ведучою ланкою буде епіцикл, а веденою ланкою – сонячне зубчасте колесо.

Будь-яке дослідження конструкцій нових пристроїв не може обійтись без їх конструювання, виготовлення експериментального зразка та проведення експериментальних досліджень. Даний процес є одним із найзатратніших етапів розробки технічних об'єктів. Сучасні комп'ютерні технології дозволяють зменшити вартість виготовлення та фінального експерименту за рахунок використання комп'ютерного моделювання та стимуляційних досліджень з використанням сучасних CAD/CAM систем, таких як, наприклад, Solidworks, Autodesk Inventor чи Fusion 360.

Вищезгадані інженерні САПР дозволяють створити твердотільні 3D моделі необхідних пристроїв, вдосконалити їх будову, провести кінематичні дослідження та силові розрахунки без виготовлення реального зразка та необхідності шукати додаткове експериментальне обладнання.

Розробка трьохмірних моделей – це творчий процес, в якому одну і ту ж модель можна побудувати різними способами та в іншому порядку. Оскільки ми маємо справу із віртуальними об'єктами, їх конструкцію можна неодноразово і швидко переосмислювати і переробляти без необов'язкових витрат матеріалів та виробничих ресурсів. В процесі переробки ми одразу можемо побачити зображення очікуваного результату та або прийняти його як остаточний, або внести подальші правки. Це дає нам можливість відточити конструкцію до оптимальної, з врахуванням розміщення деталей, мінімальних габаритів, ресурсозберігаючого виготовлення, зручності збирання та обслуговування.



Рисунок 3 – Моделі деталей зубчастого диференціала

Так на рис. 3 сформовані та показані твердотільні моделі деталей зубчастого диференціала, створені за допомогою Solidworks. Деталі, розподілені по лівій

стороні рисунку, відносяться до ведучого сонячного зубчастого колеса, а по правій стороні – до веденого вала і епіцикла з корпусом, орієнтуючись на те, щоб

у частинах корпусів із розподілених моделей деталей утворити зборки.

Далі моделюємо деталі зупинника обертального руху у вигляді замкнутої гідросистеми і його привода від водила (показані на рис. 4).

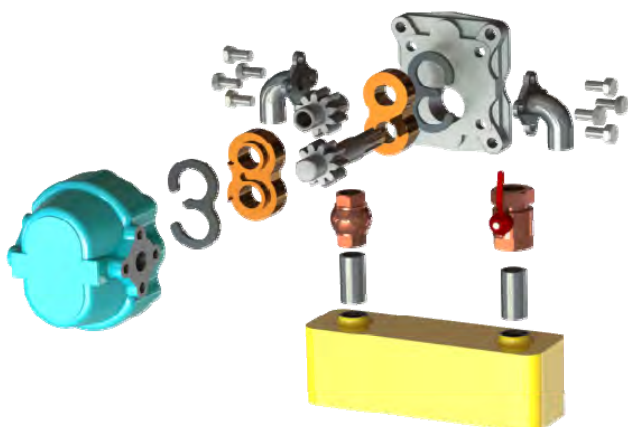


Рисунок 4 – Моделі деталей замкнутої гідросистеми

У даному випадку нами змодельовані всі деталі, які входять до складу замкнутої гідросистеми, в тому числі і гідронасос, розміри якого взяті із [13] і модель його достатня за зовнішніми розмірами як покупної деталі.

Окрім вказаних переваг трьохмірного моделювання, додаткової зручності додає те, що інженеру не потрібно створювати стандартні деталі. Переважна більшість їх внесена до стандартних бібліотек CAD систем. Підшипники, деталі нарізевих з'єднань, шпонки, манжети та інші вироби занесені в різноманітні стандарти, що найчастіше використовуються в практиці машинобудування, можна просто взяти з бібліотеки, вибравши необхідний стандарт та розміри.

Отримані змодельовані деталі та необхідні типові вироби із бібліотек збираємо в складальні одиниці, звертаючи увагу на утворення правильних спряжень – нерухомих, де необхідно, але особливо рухомих, щоб забезпечити можливість проведення в подальшому кінематичних досліджень чи простого анімування пристрою засобами обраної САПР.

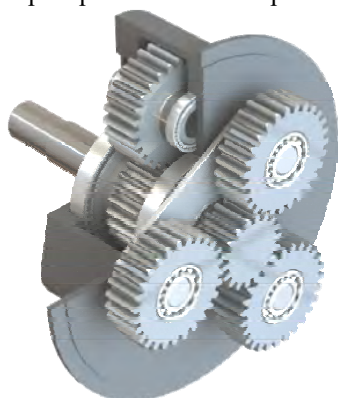


Рисунок 5 – Модель зборки деталей водила з колесом привода замкнутої гідросистеми

Далі на рис. 5 і 6 наведено моделі зборок,

відповідно, ведучого і веденого валів з іншими деталями зубчастого диференціала приводу пристрою.



Рисунок 6 – Модель зборки зубчастого колеса – епіцикла, корпус і веденого вала

На рис. 7 показана модель зборки замкнутої гідросистеми з окремою ємністю для рідини. У приводі гідросистеми ємність рідини може замінити картер корпусу зубчастого диференціала.

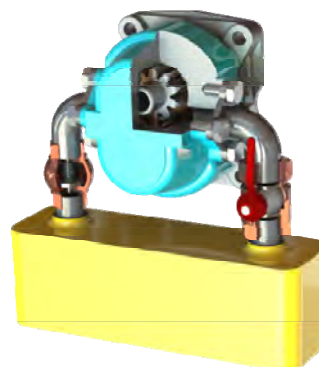


Рисунок 7 – Модель зборки замкнутої гідросистеми

На рис. 8 показана модель зборки привода замкнутої гідросистеми, яка містить два зубчасті колеса, одне на водилі, а друге – на приводному валу шестеренчастого гідронасоса.



Рисунок 8 – Модель зборки привода гідросистеми

Після завершення моделювання окремих деталей і простіших зборок зубчастого диференціала і пристрою у вигляді замкнутої гідросистеми для плавного керування змінами швидкості виконуємо збірку загального вигляду моделі, показану на рис. 9. Збірка є завершальним етапом любого виробу в CAD системах.

Таку модель можна анімувати для демонстрації

принципів її роботи та порядку збирання і розбирання, проводити дослідження кінематичних параметрів.

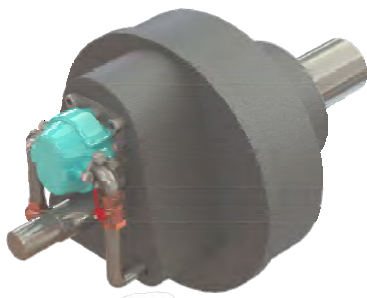


Рисунок 9 – Модель-зборка диференціала із замкнутою гідросистемою керування через водило

І, на кінець, для виконаної зборки змодельованої зубчастої диференціальної передачі з пристроєм у вигляді замкнутої гідросистеми для плавного керування змінами швидкості через водило виконують розрізи, щоб максимально відкрити і відобразити її внутрішню будову (рис. 10).

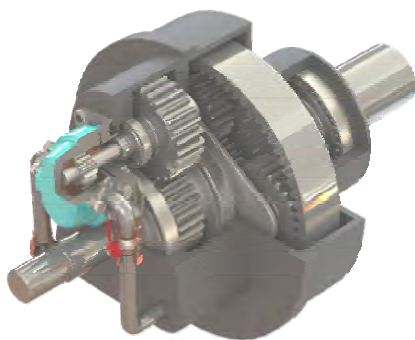


Рисунок 10 – Модель-зборка диференціала з замкнутою гідросистемою і внутрішньою будовою

При необхідності проведення силових досліджень окремих деталей чи з'єднань потрібно спростити конструкцію цих виробів для полегшення роботи програми. Однак цей процес не є складним, якщо вже є розроблена точна модель.

Обговорення результатів. Використання комп'ютерного тривимірного моделювання при проектуванні пристроїв для керування змінами швидкості дозволяє:

- на початковій стадії проектування отримати візуальне уявлення про пристрій та оглянути його за допомогою комп'ютера з довільної точки;

- легко редагувати трьохмірні моделі, тобто вносити необхідні зміни і з-за цього підвищувати точність проектування, досягати великої економії часу і витрат;

- отримати велике число можливих варіантів проектних рішень, які потрібно детально та глибоко проаналізувати і вибрати раціональний з оптимальними розмірами;

- можливість параметризувати розміри дозволяє автоматизувати створення як окремої деталі, так і всього пристрою конкретної конструкції, базуючись на заданих вихідних даних;

- накладання спеціальних спряжень для моделювання рухомих та нерухомих з'єднань, дозволяє правильно розмістити деталі, контролювати правильність їх зборки, а в подальшому проводити кінематичні та силові дослідження пристрою, анімувати його елементи в русі.

Створена модель зупинника обертального руху дозволяє вибрати оптимальне місце установки його у зубчастому диференціалі пристрою зміни швидкості з точки зору використання мінімальних розмірів об'єму, та зручності монтажу.

Висновки. Виходячи з отриманого досвіду створення трьохмірної моделі зупинника обертального руху пристрою зміни швидкості, можна зробити висновок, що комп'ютерне моделювання має передувати конструюванню.

Список літератури

1. Пат. 146683, Україна, МПК F16D71/00. *Зупинник обертального руху*. Стрілець О.Р., Малащенко В.О., Стрілець В.М.; опубл. 10.03.21, Бюл. №5.
2. Стрілець О.Р. Керування процесом зміни швидкості за допомогою диференціальної передачі через водило. *Вісник Кременчуцького національного університету*. Кременчук: Кр.НУ, 2015. Вип. 6(95). С. 72–76
3. Стрілець О. Комп'ютерне моделювання диференціальних передач з пристроєм для керування швидкістю. *Всеукраїнський науково-виробничий журнал «Машинознавство»*. 2009, № 4 (128), С. 35–39.
4. Letić D., Davidović B., Berković I., Radulović B., Savičić J. Planning of designing and installation of mechanical elements at the gear speed reducer on the basis of the parameter technology. *J. Metalurgija*, 2013, Vol. 52, No. 1, pp. 115-118.
5. Yonghan Yoon, Byung-Ho Park, Jaesool Shim, Yong-Oun Han, Byeong-Joo Hong, Song-Hyun Yun, Numerical simulation of three-dimensional external gear pump using immersed solid method. *Applied Thermal Engineering*, 2017, Vol. 118, pp 539–550. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.03.014
6. Rituraj, F.; Vacca, A. External gear pumps operating with non-Newtonian fluids: Modelling and experimental validation. *Mech. Syst. Signal Process.*, 2018, Vol. 106, pp. 284–302. doi:10.1016/j.ymssp.2017.12.042
7. Стрельников В. Н., Суков М. Г. Трехмерное моделирование поверхностей зубьев в САД системах для генерации программы к станкам с ЧПУ. *Вестник национального технического университета «ХПИ»: Сб. научных тр.: Серия «Машиноведение и САПР»*. Харьков : НТУ «ХПИ», 2018. №25 (1301). С. 135–139. doi:10.20998/2079-0775.2018.25.25.
8. Стрілець О.Р. Використання 3D моделювання для оптимізації розмірів при проектуванні пристрою керуванням зміною швидкості через епіцикл. *Матеріали Міжнародної наук.-техн. конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» (14-15 травня 2020р.)*, Тернопіль : ТНТУ, С. 113–114.
9. Дудаєва Н., Загайко С. *Самоучитель Solid Works 2010*. Санкт-Петербург : BHV-СПб, 2011. 416с.
10. Кидрук М.И. *Компас–3D V10*. СПб. : Питер, 2009. 560 с
11. Козяр М.М., Фецуц Ю.В. *Комп'ютерна графіка AutoCAD : Навчальний посібник*. Херсон : Грінв Д.С., 2015. 304 с.
12. Козяр М. М., Фецуц Ю. В., Парфенюк О. В.

Комп'ютерна графіка. SolidWorks : Навчальний посібник. Херсон : ОЛДІ-ПЛЮС, 2018. 252 с.

13. Насосы шестеренные. Каталог. URL: <https://www.hydrasila.com>. (дата звернення: 10.04.2021).

References (transliterated)

1. Pat. 146683, Ukraine, IPC F16D71/00. *Zurupnyk oberta'noho rukhu* [Rotary stopper]. Strilets O. R., Malashchenko V. O., Strilets V. M.; publ. 10.03.21, Bull. no.5.
2. Strilets O. R. Keruvannya protsesom zminy shvydkosti za dopomohoyu dyferentsialnoi peredachi cherez vodylo [of Speed change process control by epucyclic gear thain through the carrier]. *Herald of Kremenchuk National University*. Kremenchuk: KrNU, 2015. Iss. 6(95). pp. 72–76
3. Strilets O. Kompiuterne modeliuвання dyferentsialnykh peredach z prystroiem dlia keruvannya shvydkistiu [Computer modelling of differential gears with speed control device.]. *J. «Mashynoznavstvo»*. 2009, № 4 (128), pp. 35–39.
4. Letić D., Davidović B., Berković I., Radulović B., Savičić J. Planning of designing and installation of mechanical elements at the gear speed reducer on the basis of the parameter technology. *J. Metalurgija*, 2013, vol. 52, no. 1, pp. 115-118.
5. Yonghan Yoon, Byung-Ho Park, Jaesool Shim, Yong-Oun Han, Byeong-Joo Hong, Song-Hyun Yun, Numerical simulation of three-dimensional external gear pump using immersed solid method. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 118, pp 539–550. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.03.014
6. Rituraj, F.; Vacca, A. External gear pumps operating with non-Newtonian fluids: Modelling and experimental validation. *Mech. Syst. Signal Process*, 2018, vol. 106, pp. 284–302. doi:10.1016/j.ymsp.2017.12.042
7. Strel'nikov V. N., Sukov M. H. Trekhmernoye modelirovaniye poverkhnostey zub'yev v CAD sistemakh dlya generatsii programmy k stankam s ChPU [Three-dimensional modelling of surfaces of teeth in CAD systems to generate programs to machine tools with CAD]. *Bulletin of the National Technical University «KhPI» Series: Engineering and CAD*. Kharkiv : NTU «KhPI», 2018, no. 25 (1301), pp. 135–139. doi:10.20998/2079-0775.2018.25.25.
8. Strilets O. R. Vykorystannya 3D modelyuvannya dlya optymizatsiyi rozmiriv pry proektuvanni prystroyu keruvannyam zminoyu shvydkosti cherez epitsykl [Application of 3D modeling to optimize dimensions when designing a speed change control device through the ring gear]. *Materialy Mizhnarodnoyi naukovy-tekhnichnoyi konferentsiyi «Fundamental'ni ta prykladni problemy suchasnykh tekhnolohiy» (14-15 travnya 2020r.)* [Proc. of the Int. Sc. and Tech. Conf. "Fundamental and Applied Problems of Modern Technologies" (May 14-15, 2020)], Ternopil : TNTU, pp. 113–114.
9. Dudaeva N., Zahaiko S. *Samouchitel' Solidworks 2010* [Solidworks 2010 Tutorial]. SPb. : BHV- SPb, 2011. 416 p.
10. Kidruk M.I. *Kompas – 3D V10*. SPb. : Piter, 2009. 560 p.
11. Koziar M.M., Feshchuk Ju.V. *Kompiuterna hrafika AutoCAD* [Computer graphics in AutoCAD]. Kherson : Hrin D.S., 2015. 304 p.
12. Koziar M. M., Feshchuk Ju. V., Parfeniuk O. V. *Kompiuterna hrafika Solidworks* [Computer graphics in Solidworks]. Kherson: OLDI-PLUS, 2018. 252 p.
13. Gear pumps. Calalogue. Available at: <https://www.hydrasila.com>. (accessed 10.04.2021).

Надійшла (received) 08.04.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Стрілець Олег Романович (Стрилец Олег Романович, Strilets Oleh) – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет водного господарства та природокористування, доцент кафедри теоретичної механіки, інженерної графіки та машинознавства; м. Рівне, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3834-7176>; e-mail: o.r.strilets@nuwm.edu.ua.

Малащенко Олег Володимирович (Малащенко Олег Владимирович, Malashchenko Oleh) – учень, ДНЗ «Львівське вище професійне училище інформаційно-комп'ютерних технологій», Львів, Україна.

Степанюк Антон Адамович (Степанюк Антон Адамович, Stepaniuk Anton) – кандидат технічних наук, Національний університет водного господарства та природокористування, асистент кафедри охорони праці та безпеки життєдіяльності; м. Рівне, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4213-9719>; e-mail: a.a.stepaniuk@nuwm.edu.ua.

М. М. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСЬКА, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, С. В. КУЦЕНКО

ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ ОБ'ЄКТІВ ВІЙСЬКОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ В УМОВАХ КОНТАКТУ І ПЛАСТИЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ

Для підвищення тактико-технічних і технічних характеристик об'єктів військової техніки необхідно застосовувати нові технічні рішення. У багатьох випадках це передбачає роботу в умовах контактної взаємодії та пружно-пластичного деформування матеріалів. Задля ефективного використання дорогих матеріалів та досягнення високих тактико-технічних і технічних характеристик об'єктів військової техніки необхідно розробляти нові, більш досконалі моделі та методи досліджень. Вони мають враховувати фізичну та структурну нелінійності. Зокрема, важливо визначати властивості нових матеріалів у об'ємі та на поверхні на мікроструктурному рівні. На цій основі можлива фізично адекватна та математично коректна постановка задач аналізу напружено-деформованого стану. Параметричне моделювання дає можливість обгрунтувати цілеспрямований пошук більш досконалих технічних рішень об'єктів військової техніки. На розвиток традиційних локальних постановок у роботі розроблені нові варіаційні формулювання. Вони враховують структурні та фізичні нелінійності, а також оперують із параметричними моделями. Відповідно, на цій основі здійснюються дослідження напружено-деформованого стану елементів об'єктів військової техніки із обгрунтування їх удосконалених технічних рішень.

Ключові слова: контактна взаємодія; напружено-деформований стан; проміжний шар; контактний тиск; область контакту; пластична деформація

Н. Н. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСКАЯ, А. В. ГРАБОВСКИЙ, С. В. КУЦЕНКО

ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТНЫХ РЕШЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ОБЪЕКТОВ ВОЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ В УСЛОВИЯХ КОНТАКТА И ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

Для повышения тактико-технических и технических характеристик объектов военной техники необходимо применять новые технические решения. Во многих случаях это предполагает работу в условиях контактного взаимодействия и упруго-пластического деформирования материалов. Для эффективного использования дорогих материалов и достижения высоких тактико-технических и технических характеристик объектов военной техники необходимо разрабатывать новые, более совершенные модели и методы исследований. Они должны учитывать физическую и структурную нелинейности. В частности, важно определять свойства новых материалов в объеме и на поверхности на микроструктурном уровне. На этой основе возможна физически адекватная и математически корректная постановка задач анализа напряженно-деформированного состояния. Параметрическое моделирование дает возможность обосновать целенаправленный поиск более совершенных технических решений объектов военной техники. На развитие традиционных локальных постановок в работе разработаны новые вариационные формулировки. Они учитывают структурные и физические нелинейности, а также оперируют с параметрическими моделями. Соответственно, на этой основе осуществляются исследования напряженно-деформированного состояния элементов объектов военной техники с обоснования их усовершенствованных технических решений.

Ключевые слова: контактное взаимодействие; напряженно-деформированное состояние; промежуточный слой; контактное давление; область контакта; пластическая деформация

М. М. ТКАЧУК, М. САВЕРСКА, А. ГРАБОВСКИЙ, С. КУЦЕНКО

SUBSTANTIATION OF DESIGN DECISIONS OF ELEMENTS OF MILITARY OBJECTS IN CONDITIONS OF CONTACT AND PLASTIC DEFORMATION

New design solutions, technologies and materials are required to improve tactical and technical characteristics of military equipment. Often this implies operation in such conditions as contact interaction and elasto-plastic deformations of materials. New models and research methods are developed for better utilization of modern materials and improved performance of military equipment. They account directly for complex physical and structural nonlinearities. The properties of conventional and novel materials are determined both in bulk and on surfaces at microstructural level. This will enable physically adequate and mathematically correct analysis of stress-strain state. The new advanced design solutions will emerge through the objective-driven search by means of parametric modeling. The project will extend traditional local problem statements with newly developed variational principles that account for structural and physical nonlinearity and are suitable for parameterization. This will create the basis for fundamental analysis of torsion bar suspensions, hydrovolumetric and gear drives and other crucial components of combat vehicles, engineering solutions for domestic manufacturers of military equipment that will bring their tactical and technical characteristics to highest modern standards.

Keywords: contact interaction; stress-strain state; intermediate layer; contact pressure; contact area; plastic deformation

Вступ. Протиріччя, що склалися у механіці між існуючими підходами і результатами моделювання, з одного боку, та реальною поведінкою елементів об'єктів військової техніки (ОВТ), – з іншого, зумовлюють актуальну проблему розробки теоретичних засад, які дають змогу переходити до аналізу та синтезу технічних рішень цих елементів об'єктів військового призначення в умовах контакту і пластичного деформування. Із практичної точки зору становить інтерес не тільки прогнозування, а й управління властивостями ОВТ, що на сьогодні не існують, але створюються, та від яких вимагаються певні службові властивості. Отже, створюється база теорії фізично-структурної нелінійної механіки контактної взаємодії та системи нових знань у предметній області досліджень та синтезу елементів озброєння та військової техніки.

Актуальність проблеми визначається множиною об'єктивних обставин. По-перше, це інтенсивні навантаження на елементи об'єктів військової техніки та подальший тренд на їх зростання. Це призводить до низки проблем, зокрема, для елементів підвіски бойових броньованих машин, гідро- та зубчастих передач для перспективних танкових трансмісій, погонів танкових башт та бойових модулів бронемашин, стволів танкових гармат, поршнів та інших елементів двигунів бойових машин тощо. Як демонструє практика бойових дій у східних областях України, саме ці елементи обмежують бойові можливості озброєння та військової техніки вітчизняних Збройних сил України (ЗСУ). По-друге, це

© М. М. Ткачук, М. С. Саверська,
А. В. Грабовський, С. В. Куценко, 2021

складність моделювання процесів і станів, які реалізуються в елементах об'єктів військової техніки в умовах експлуатації та бойового застосування. Зокрема, це контактна взаємодія та пружно-пластичне деформування, які призводять до нелінійних ефектів. Ще більш ускладнюється ситуація із урахуванням сумісної дії та взаємовпливу цих чинників. По-третє, це варіативність складу, структури, властивостей матеріалів, а також критеріїв та обмежень за міцністю, довговічністю та навантажувальною здатністю елементів об'єктів військової техніки.

Натепер відсутні методи побудови таких моделей, що стримує цілеспрямований пошук технічних рішень, які забезпечують підвищення службових характеристик об'єктів військової техніки. Це стало напрямком досліджень, описаних у роботі.

Аналіз моделей та методів аналізу контактної взаємодії елементів конструкцій. Для дослідження напружено-деформованого стану (НДС) елементів конструкцій розвинена низка моделей та методів, які ураховують різні важливі чинники [1–10]. Зокрема, це пошкоджувальність при складному навантаженні [1], контактна взаємодія [2, 4], механіка руйнування [3] тощо. Для розв'язання задач аналізу НДС широко застосовуються методи теорії варіаційних нерівностей [4, 5], варіаційний принцип Калькера та метод граничних елементів [6], мікроструктурні моделі [7–9], метод скінченних елементів [10]. Усі ці розробки мають значну цінність та широку застосовність, у тому числі – для нелінійних задач. При цьому враховуються і контактна взаємодія [2,4–8], і пластичне деформування та пошкоджувальність [1–3, 10], і мікроструктурні ефекти [7–9]. Це створило можливості для аналізу складних полів переміщень, деформацій та напружень та прогнозування довговічності, міцності та навантажувальної здатності елементів конструкцій.

Разом із тим для об'єктів військової техніки характерні деякі принципові відмінності. Їхні елементи зазнають значно інтенсивніших навантажень, ніж елементи машин цивільного призначення. Крім того, при їх експлуатації діє, як правило, не один, а сукупно декілька чинників, які спричиняють кожен окремо нелінійні ефекти. Вони впливають один на одного, тому розглядати їх незалежно неможливо. Також важливо, що у багатьох випадках вичерпуються резерви міцнісних та деформативних властивостей матеріалів, із яких виготовлені ці елементи. Отже, пряме та безпосереднє застосування створених раніше моделей та відповідних методів [1–10] не дає можливості адекватно і точно визначити довговічність, міцність та навантажувальну здатність елементів об'єктів військової техніки, що працюють у складних умовах навантаження при дії декількох чинників, які спричиняють нелінійності різного типу. Ще більш вагомою проблемою є відсутність універсальних механізмів варіювання об'єктів досліджень. Це стоїть на заваді варіюванню технічних рішень (склад, структура, параметри, властивості матеріалів тощо) задля цілеспрямованого пошуку варіантів, які забезпечують підвищені тактико-технічні і технічні характеристики (ТТіТХ) об'єктів військової техніки.

Отже, незважаючи на значні можливості існуючих

розробок [1–10], для елементів об'єктів військової техніки вкрай важливо розробити моделі та методи досліджень, які поєднують:

1) мікроструктурно обґрунтовані властивості матеріалів;

2) чинники, які зумовлюють різні типи нелінійностей;

3) узагальнений параметричний опис моделей елементів досліджуваних конструкцій.

Така комплексна розробка та дослідження повною мірою натепер відсутні. Це не дає можливості розв'язувати актуальні та важливі задачі, які постають і для елементів об'єктів військової техніки, і для конструкцій цивільного призначення.

Мета роботи – створення засобів забезпечення підвищення до світового рівня службових властивостей елементів об'єктів військової техніки шляхом розроблення теоретичних засад і дослідження їх контактної взаємодії та пружно-пластичного деформування на основі варіаційних постановок, мікроструктурних моделей та параметричного моделювання, а також розроблення рекомендацій із обґрунтування удосконалених технічних рішень.

У статті описані розробки та результати досліджень на прикладі елементів гідрооб'ємної передачі ГОП-900 для оснащення танкових трансмісій, описаних у роботах [11, 12].

Базові підходи до вирішення поставленої проблеми. Основною новизною підходу, що пропонується, є його інтеграційний характер. Це зумовлюється низкою аспектів:

1) у єдиній моделі враховуються різні типи нелінійностей, які знаходяться, на відміну від традиційних, у взаємодії та взаємовпливі;

2) у моделі властивостей матеріалів ураховується зв'язок їх мікроструктури та макровластивостей, що дає, на відміну від традиційних феноменологічних або спрощених мікроструктурних, більш високий рівень адекватності та обґрунтованості;

3) у загальній параметричній моделі досліджуваного елемента об'єктів військової техніки забезпечується опис їх структур, складу та властивостей, що, на відміну від існуючих моделей, уможливило цілеспрямоване та безконфліктне варіювання об'єкту досліджень задля підвищення тактико-технічних і технічних характеристик ОВТ.

Перелічені компоненти новизни дають можливість здійснювати дослідження міцності елементів ОВТ та розробляти рекомендації із обґрунтування їх прогресивних технічних рішень.

Отже, у теоретичному плані формується новий підхід та моделі нелінійних процесів і станів у елементах об'єктів військової техніки.

У практичному плані новизною підходу є націленість на цілеспрямований пошук більш досконалих технічних рішень їх елементів.

Поєднання перелічених компонентів об'єктивно характеризує запропонований підхід як такий, що є новим і в теоретичному, і у практичному аспектах.

Моделі та методи досліджень. Задля досягнення

поставленої мети побудовано удосконалену теорію контактної взаємодії елементів об'єктів військової техніки із урахуванням залежності властивостей матеріалів від історії навантаження на основі розвитку теорії варіаційних нерівностей і варіаційного принципу Калькера. Для цього розроблено удосконалену модель контактної взаємодії, яка об'єднує, на відміну від традиційних спрощених підходів, різні типи нелінійностей, що поєднуються та взаємовпливають. Вона більш адекватно описує нелінійну поведінку матеріалів. Додаткові параметри напружено-деформованого стану, які долучені до множини внутрішніх змінних, описують залежність властивостей від поточного стану та історії навантаження, чим у традиційних підходах нехтують. Ці параметри уможливають удосконалення концепції формування розв'язувальних співвідношень для аналізу напружено-деформованого стану елементів ОВТ. На цій основі установлені закономірності зміни розподілу контактного тиску і НДС елементів об'єктів військової техніки залежно від геометричної форми та властивостей матеріалів. Аналіз та узагальнення

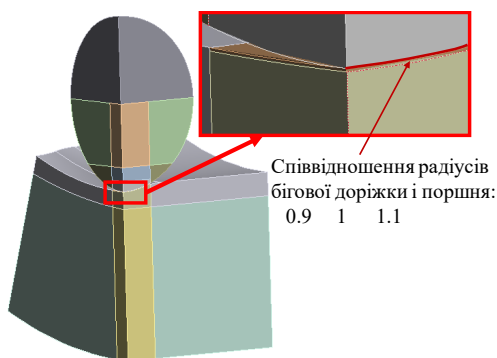


Рисунок 1 – Геометрична модель конструкції «кульковий поршень – бігова доріжка» радіальної гідропередачі ГОП-900

Розглядаються пружна та пружно-пластична постановки задачі. Зокрема, між контактуючими тілами розміщено проміжний шар. Випадок пружного деформування його матеріалу умовно нумерується як I. випадок пружно-пластичного його деформування має умовний номер II. Зокрема, розглядається «білінійний» матеріал шару із модулем пружності $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, межею текучості $\sigma_T = 500$ МПа та дотичним модулем пружності $E_\delta = 2 \cdot 10^9$ МПа. На рис. 3–8 наведені розподіли контактного тиску та еквівалентних напружень за Мізесом для варіанту I, а на рис. 9–14 – розподіли контактного тиску та еквівалентних

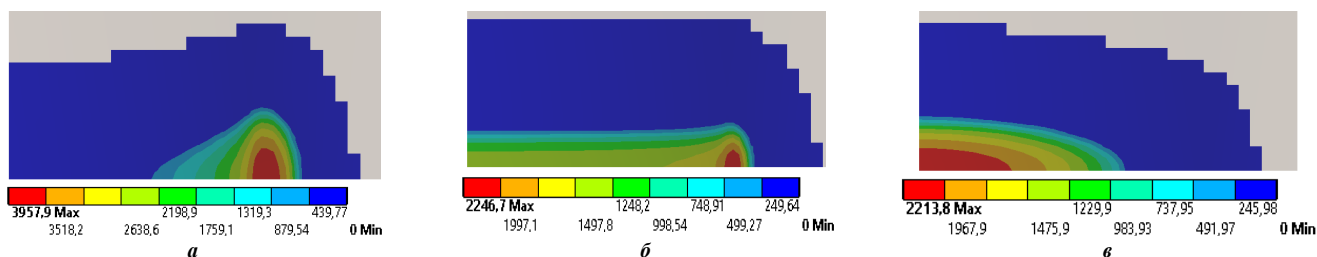


Рисунок 3 – Розподіл контактного тиску у контакті «кульковий поршень – бігова доріжка» радіальної гідропередачі ГОП-900 (варіант I, притискна сила $P = 50$ кН) для різних співвідношень радіусів бігової доріжки та кулькового поршня: а – 0,9; б – 1,0; в – 1,1

отриманих результатів досліджень є основою для напрацювання науково обґрунтованих рекомендацій щодо проектно-технологічних рішень для елементів машин військового, а також цивільного призначення, що забезпечують їхню міцність і, як наслідок, – підвищені тактико-технічні і технічні характеристики цих виробів.

Таким чином, створені теоретичні основи дослідження напружено-деформованого стану, забезпечення конструкційної міцності та синтезу властивостей матеріалів та форми поверхонь контактуючих елементів об'єктів військової техніки із урахуванням залежності властивостей матеріалів від історії навантаження, за критеріями міцності.

Результати розв'язання тестових задач. На прикладі елементів гідрооб'ємної передачі ГОП-900 для оснащення перспективних танкових трансмісій [11] здійснено дослідження контактної взаємодії її кулькового поршня із торовидною біговою доріжкою. На рис. 1 наведено розрахункову схему об'єкту, що досліджується. На рис. 2 – умови навантаження (притискна сила $P = 50, 100, 200$ кН) та умови симетрії.

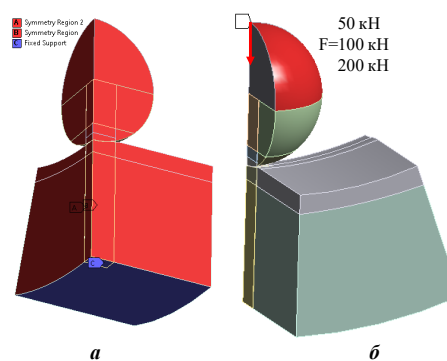


Рисунок 2 – Крайові умови (симетрія, закріплення) (а) та навантаження (притискна сила $P = 50, 100, 200$ кН) (б)

напружень за Мізесом для варіанту II.

Як видно із наведених результатів, спостерігаються значні відмінності між отриманими результатами для варіантів I і II. Особливо суттєві відмінності спостерігаються за значних рівнів притискної сили, оскільки при цьому досягаються відчутні пластичні деформації. Це свідчить про необхідність здійснення досліджень напружено-деформованого стану із урахуванням контактної взаємодії елементів подібних конструкцій на основі запропонованих структурно-фізично нелінійних постановок.

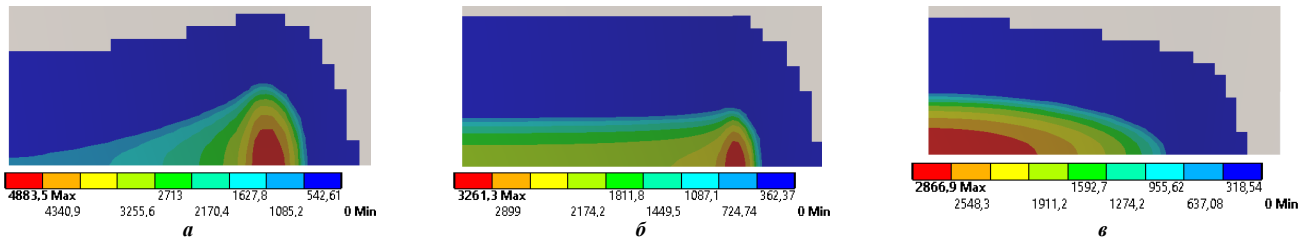


Рисунок 4 – Розподіл контактної тиску у контакті «кульковий поршень – бігова доріжка» радіальної гідропередачі ГОП-900 (варіант I, притисна сила $P = 100$ кН) для різних співвідношень радіусів бігової доріжки та кулькового поршня: $a - 0,9$; $b - 1,0$; $v - 1,1$

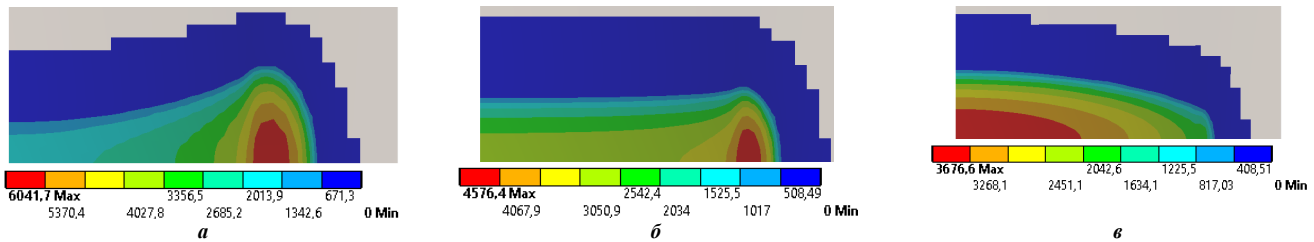


Рисунок 5 – Розподіл контактної тиску у контакті «кульковий поршень – бігова доріжка» радіальної гідропередачі ГОП-900 (варіант I, притисна сила $P = 200$ кН) для різних співвідношень радіусів бігової доріжки та кулькового поршня: $a - 0,9$; $b - 1,0$; $v - 1,1$

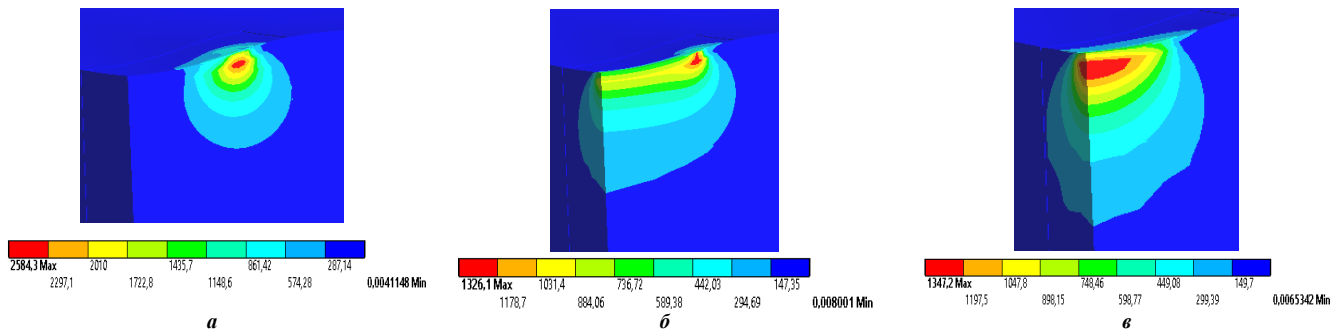


Рисунок 6 – Розподіл еквівалентних за Мізесом напружень у системі тіл «кульковий поршень – бігова доріжка» радіальної гідропередачі ГОП-900 (варіант I, притисна сила $P = 50$ кН) для різних співвідношень радіусів бігової доріжки та кулькового поршня: $a - 0,9$; $b - 1,0$; $v - 1,1$

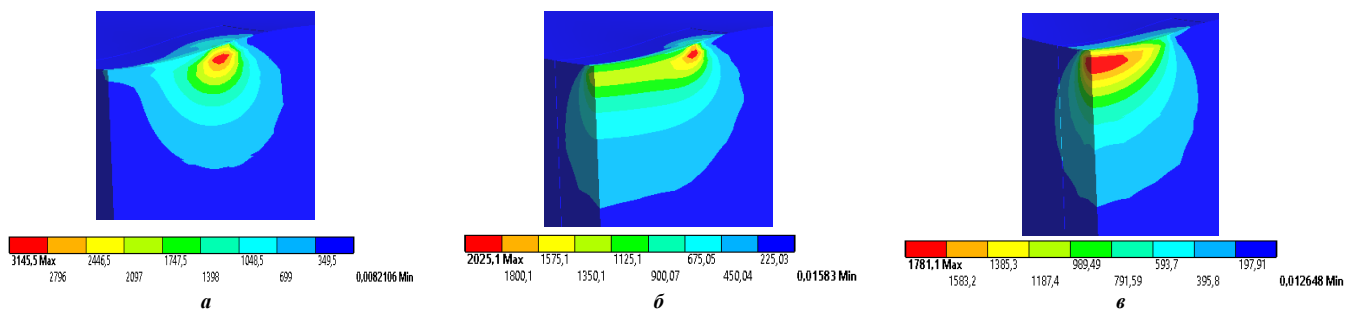


Рисунок 7 – Розподіл еквівалентних за Мізесом напружень у системі тіл «кульковий поршень – бігова доріжка» радіальної гідропередачі ГОП-900 (варіант I, притисна сила $P = 100$ кН) для різних співвідношень радіусів бігової доріжки та кулькового поршня: $a - 0,9$; $b - 1,0$; $v - 1,1$

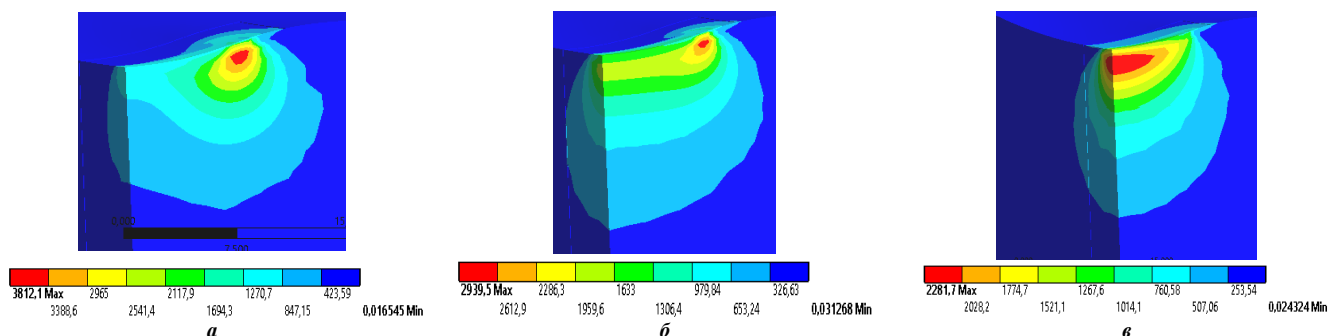


Рисунок 8 – Розподіл еквівалентних за Мізесом напружень у системі тіл «кульковий поршень – бігова доріжка» радіальної гідропередачі ГОП-900 (варіант I, притисна сила $P = 200$ кН) для різних співвідношень радіусів бігової доріжки та кулькового поршня: $a - 0,9$; $b - 1,0$; $v - 1,1$

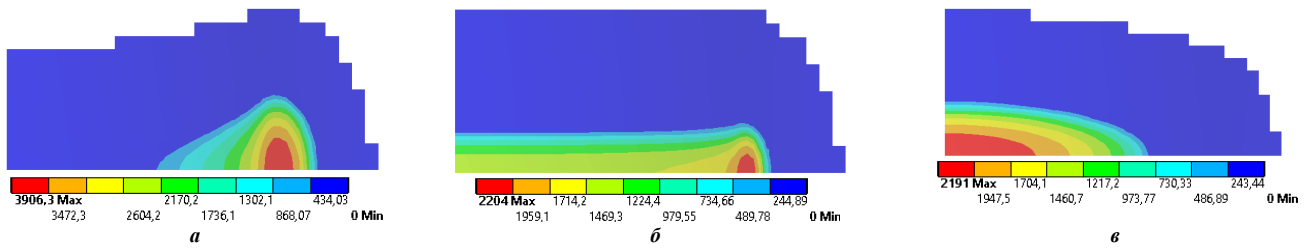


Рисунок 9 – Розподіл контактної тиску у контакті «кульковий поршень – бігова доріжка» радіальної гідропередачі ГОП-900 (варіант II, притисна сила $P = 50$ кН) для різних співвідношень радіусів бігової доріжки та кулькового поршня: $a - 0,9$; $b - 1,0$; $v - 1,1$

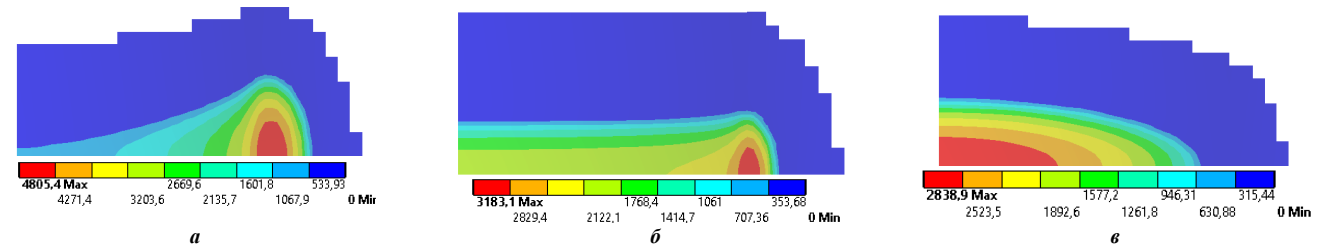


Рисунок 10 – Розподіл контактної тиску у контакті «кульковий поршень – бігова доріжка» радіальної гідропередачі ГОП-900 (варіант II, притисна сила $P = 100$ кН) для різних співвідношень радіусів бігової доріжки та кулькового поршня: $a - 0,9$; $b - 1,0$; $v - 1,1$

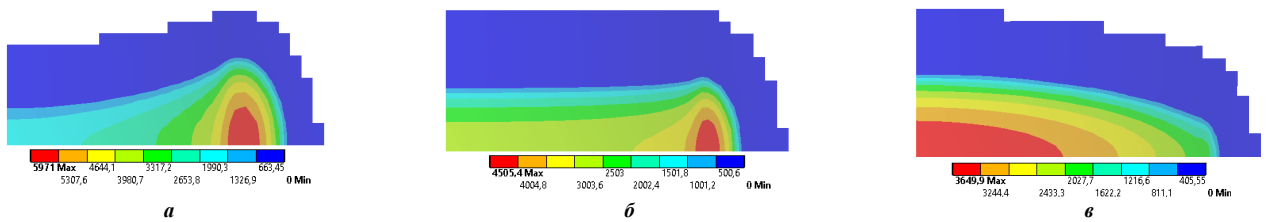


Рисунок 11 –Розподіл контактної тиску у контакті «кульковий поршень – бігова доріжка» радіальної гідропередачі ГОП-900 (варіант II, притисна сила $P = 200$ кН) для різних співвідношень радіусів бігової доріжки та кулькового поршня: $a - 0,9$; $b - 1,0$; $v - 1,1$

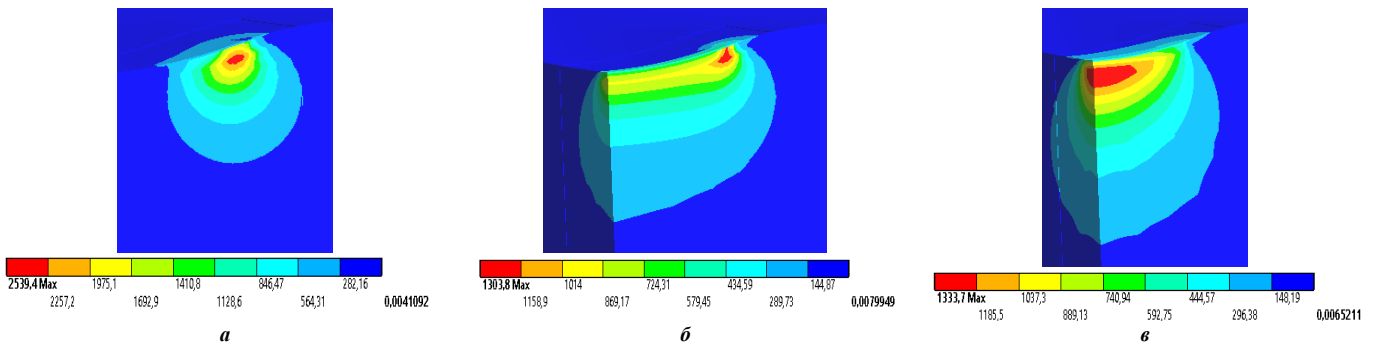


Рисунок 12 – Розподіл еквівалентних за Мізесом напружень у системі тіл «кульковий поршень – бігова доріжка» радіальної гідропередачі ГОП-900 (варіант II, притисна сила $P=50$ кН) для різних співвідношень радіусів бігової доріжки та кулькового поршня: $a - 0,9$; $b - 1,0$; $v - 1,1$

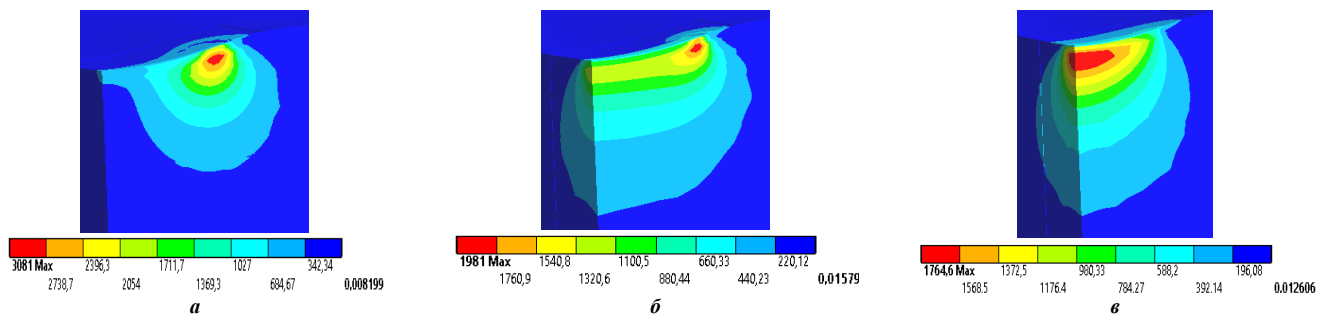


Рисунок 13 – Розподіл еквівалентних за Мізесом напружень у системі тіл «кульковий поршень – бігова доріжка» радіальної гідропередачі ГОП-900 (варіант II, притисна сила $P = 100$ кН) для різних співвідношень радіусів бігової доріжки та кулькового поршня: $a - 0,9$; $b - 1,0$; $v - 1,1$

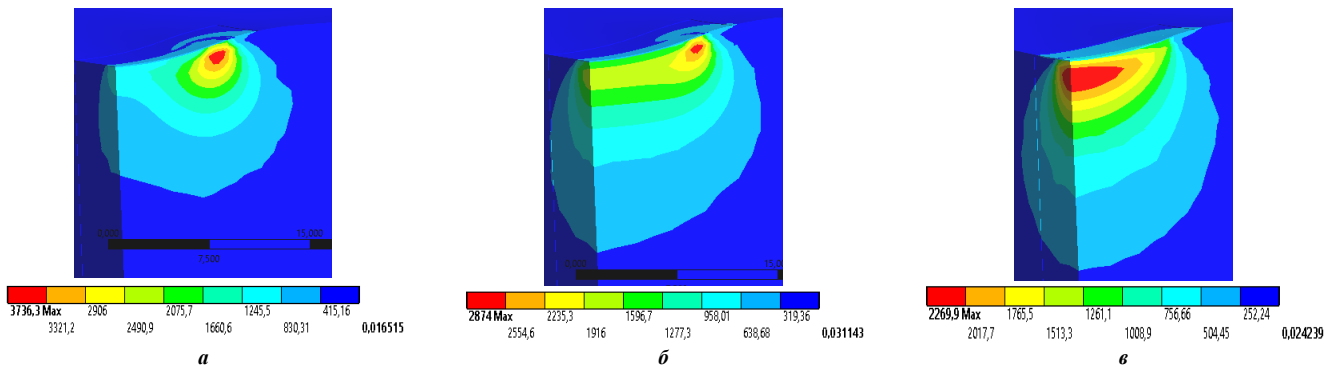


Рисунок 14 – Розподіл еквівалентних за Місесом напружень у системі тіл «кульковий поршень – бігова доріжка» радіальної гідропередачі ГОП-900 (варіант II, притискна сила $P=200$ кН) для різних співвідношень радіусів бігової доріжки та кулькового поршня: a – 0,9; b – 1,0; c – 1,1

Практичне застосування результатів досліджень.

У роботі взято до розгляду новий клас важливих об'єктів, що охоплений пропонованим дослідженням – контактуючі елементи складних конструкцій із властивостями, залежними від історії навантаження. Це дуже важливо для розвитку механіки суцільного середовища. Першочергове значення результати виконання проекту мають для вітчизняної науки (механіка, машинознавство, озброєння та військова техніка) та промисловості (ОПК, енергетичне та транспортне машинобудування). У науковому аспекті створюються методологічні основи досліджень, а у практичному – розробляється підґрунтя для розробки нових технічних рішень, які забезпечують підвищені тактико-технічні і технічні характеристики машин військового та цивільного призначення. Якраз у цих напрямках в Україні необхідний суттєвий прогрес із огляду на сучасний соціально-економічний та безпековий стан. Враховуючи критичне значення міцності контактуючих елементів об'єктів військової техніки, саме дослідження у напрямку аналізу їх контактної взаємодії із урахуванням пластичних деформацій є визначальними для прогресивних технічних рішень деталей і вузлів об'єктів військової техніки із підвищеними ТТТХ. Зокрема, на базі отриманих результатів можливе удосконалення технологій дискретного і континуального зміцнення контактуючих елементів машин. Упровадження результатів дослідження дає можливість підвищити ТТТХ продукції вітчизняних підприємств. Практична цінність результатів досліджень зумовлена застосування нових технічних рішень у бронетанкобудуванні, зокрема, при виробництві компонентів систем танків, бронетранспортерів, двигунів тощо. Крім того, нові технічні рішення, що науково обґрунтовуються, визначають техніко-технологічний рівень підприємств.

Аналіз отриманих результатів. Розв'язані такі задачі та отримані такі нові результати досліджень:

1. Розроблення нової нелінійної багатофакторної моделі контактної взаємодії, яка, на відміну від традиційної однофакторної, дає змогу досліджувати ці чинники сумісно та у взаємовпливі.
2. Розвиток варіаційних принципів на випадок більш загального закону зміни властивостей матеріалів системи контактуючих тіл, ніж традиційні лінійні або

нелінійні залежності.

3. Розвиток методу граничних елементів у частині апроксимації не тільки шуканого розподілу контактної тиску, але й додаткових змінних, які фіксують історію навантаження.

4. Розвиток методів розв'язання системи нелінійних співвідношень, які, з одного боку, на відміну від традиційних, формуються не відносно змінних, а їхніх прирощень, а, з іншого, – мають не постійні, а змінювані умови контактної взаємодії у кожній точці області контакту залежно від поточного стану та історії навантаження.

5. Нові закономірності розподілу контактної тиску залежно від впливу властивостей матеріалів проміжних шарів, а також зміни компонент НДС контактуючих тіл та характеристик їх міцності.

6. Обґрунтовані на основі досліджень рекомендації щодо обґрунтування форми та властивостей матеріалів елементів ОВТ, які забезпечують сприятливі умови їх роботи за комплексом критеріїв.

Порівняння із відомими результатами, викладеними у роботах [1–10] дає підстави для таких висновків. Так, на відміну від робіт [1–3, 7–9], більш коректно враховуються властивості матеріалу, причому будується не традиційна однофакторна, а багатофакторна модель. На відміну від робіт [4–6], у моделі контактної взаємодії враховується залежність властивостей матеріалів контактуючих тіл від історії навантаження. На розвиток відомих [4, 5, 10] методів розв'язання систем нелінійних співвідношень пропонуються методи, що формують розв'язок у прирощеннях шуканих змінних, а не них самих.

Підсумково, можна зробити висновок, що підхід, який запропонований на розвиток роботи [12], та результати попередніх досліджень мають важливі переваги та формують можливість досягнення нових результатів у механіці, чисельних методах досліджень та створенні ОВТ із підвищеними ТТТХ.

Висновки. У роботі поставлені та розв'язані наступні задачі:

1. Здійснено загальну постановку задач дослідження контактної взаємодії варіаційних формулювань із урахуванням залежності характеристик матеріалів елементів об'єктів військової техніки від історії навантаження та пружно-

пластичному деформуванні їх матеріалів.

2. Розроблено структура єдиної системи розв'язувальних рівнянь інкрементального типу для аналізу контактної взаємодії елементів об'єктів військової техніки.

3. Накреслені загальні підходи до розв'язання системи рівнянь та нерівностей на основі дискретизації за методами граничних елементів та модифікованого варіанту варіаційного принципу Калькера.

У подальших дослідженнях розроблену методологічну базу буде використано при аналізі контактної взаємодії танапружено-деформованого стану низки елементів об'єктів військової техніки.

Список літератури

1. Бобир М.І., Бабенко А.Є., Лавренко Я.І., Халімон О.П. *Динаміка та довговічність високошвидкісних прецизійних центрифуг*. НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського». Київ: А, 2017. 171с.
2. Dyfuchyn Y, Rudakov K. Numerical modelling of bolted composite joints... *Mechanics and Advanced Technologies*. No. 1 (79), 2017. pp. 19–25.
3. Андрейків О. Є., Скальський В. Р., Долінська І. Я., Опанасович В. К., Дубицький О. С. Кінетика поширення втомних тріщин у біметалевих пластинах. *Проблеми прочності*. 2015. №5. С. 15–23.
4. Martynyak, R.M., Prokopyshyn, I.A. & Prokopyshyn, I.I. Contact of Elastic Bodies with Nonlinear Winkler Surface Layers. *J Math Sci* 2015, 535–553 (2015).
5. Прокопишин І. Алгоритми декомпозиції області для задач термомеханічний контакт багатьох пружних тіл. *Фіз.-мат. моделювання та IT*. 2017. Вип. 26. С. 63–82
6. Zhao J., E. Vollebregt, C. Oosterlee Extending the BEM for elastic contact problems beyond the half-space approach. *Mathematical Modelling and Analysis*. 2016,21 (1), pp. 119–141.
7. Pastewka L., Mark O Robbins. Contact area of rough spheres: Large scale simulations and simple scaling laws. *Applied Physics Letters*. 2016. Vol. 108(22). P. 221601.
8. Cinat P., Paggi M., Gnecco G. Identification of roughness with optimal contact response with respect to real contact area and normal stiffness. *Math. Problems in Eng.*, 2019.
9. Li, Q., Popov, V. L. (2019). Adhesive contact between a rigid body of arbitrary shape and a thin elastic coating. *Acta Mechanica*, 1–7.
10. Rao S.S. *The Finite Element Method in Engineering*. Butterworth-Heinemann, 2017. 782p.
11. Аврунин Г.А., Кабаненко І.В., Хавиль В.В., Истратов А.В. [и др.]. Объемная гидротрансформация с шариковыми поршнями ГОП-900:

характеристики и технический уровень. *Механіка та машинобудування*. 2004. №1. С.14–21.

12. Tkachuk M. M., Grabovskiy A., Tkachuk M. A., Saverska M., Hrechka I. A semi-analytical method for analysis of contact interaction between structural elements along aligned surfaces. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. 1/7 (103). Pp. 16–25.

References (transliterated)

1. Boby'r M.I., Babenko A.Ye., Lavrenko Ya.I., Xalimon O.P. *Dy'namiка ta dovgovichnist' vy'sokoshvy'dkisy'x precy'ziny'x centry'fug*. NTUU «KPI imeni Igorya Sikors'kogo». Ky'viv: A, 2017. 171p.
2. Dyfuchyn Y, Rudakov K. Numerical modelling of bolted composite joints... *Mechanics and Advanced Technologies*. No. 1 (79), 2017. pp. 19–25.
3. Andrejkiv O. Ye., Skal's'ky'j V. R., Dolins'ka I. Ya., Opanasovy'ch V. K., Duby'cz'ky'j O. S. Kinety'ka poshy'rennya vtomny'x trishhy'n u bimetalovy'x plasty'nax. *Problemy prochnosti*. 2015, no. 5, pp. 15–23.
4. Martynyak, R.M., Prokopyshyn, I.A. & Prokopyshyn, I.I. Contact of Elastic Bodies with Nonlinear Winkler Surface Layers. *J Math Sci* 2015, 535–553 (2015).
5. Prokopy'shy'n I. Algor'y'tmy' dekompoz'y'ciyi oblasti dlya zadach pro termomexanichny'j kontakt bagat'ox pruzhny'x til. *Fiz.-mat. modelyuvannya ta IT*. 2017, Vy'p. 26, pp. 63–2.
6. Zhao J., E. Vollebregt, C. Oosterlee Extending the BEM for elastic contact problems beyond the half-space approach. *Mathematical Modelling and Analysis*. 2016,21 (1), pp. 119–141.
7. Pastewka L., Mark O Robbins. Contact area of rough spheres: Large scale simulations and simple scaling laws. *Applied Physics Letters*. 2016, Vol. 108(22), p. 221601.
8. Cinat P., Paggi M., Gnecco G. Identification of roughness with optimal contact response with respect to real contact area and normal stiffness. *Math. Problems in Eng.*, 2019.
9. Li, Q., Popov, V. L. (2019). Adhesive contact between a rigid body of arbitrary shape and a thin elastic coating. *Acta Mechanica*, 1–7.
10. Rao S.S. *The Finite Element Method in Engineering*. Butterworth-Heinemann, 2017. 782p.
11. Avrunin G.A., Kabanenko I.V., Havil V.V., Istratov A.V. i dr. Ob'emnaya gidroperedacha s sharikovyimi porshnyami GOP-900: harakteristiki i tehniceskij uroven. *Mehanika ta mashinobuduvannya*. 2004, no. 1, pp. 14–21.
12. Tkachuk M. M., A. Grabovskiy, M. A. Tkachuk, M. Saverska, Hrechka I. A semi-analytical method for analysis of contact interaction between structural elements along aligned surfaces. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. no.1/7 (103), pp. 16–25.

Надійшло (received). 12.04.2020

Відомості про авторів /Сведения об авторах /About the Authors

Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Інформаційні технології і системи колісних та гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4753-4267>, тел.: (057)7076902, e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org.

Саверська Марія Сергіївна (Саверская Мария Сергеевна, Saverska Mariia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірантка кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9271-9586>; e-mail: m.saverska@tmm-sapr.org

Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andrey) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Куценко Сергій Володимирович (Куценко Сергей Владимирович, Kutsenko Serhii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; e-mail: skutsenko@tmm-sapr.org.

*М. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, М. В. ПРОКОПЕНКО, О. Ю. ШУТЬ,
А. І. ЛІПЕЙКО, Б. Я. ЛИТВИН, Є. М. ОВЧАРОВ, Д. В. МОСНІЦЬКА*

ЧУТЛИВІСТЬ МІЦНІСНИХ, ЖОРСТКІСНИХ ТА ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСОЛЬНОГО РОТОРА ДО ВАРІЮВАННЯ ПРОЕКТНИХ ПАРАМЕТРІВ

У роботі описано аналіз чутливості міцнісних, жорсткісних та динамічних характеристик консольного ротора до варіювання проектних параметрів. Контролюється рівень пружних переміщень робочого колеса та критичні швидкості обертання роторної частини. Варіюються швидкість обертання вала, матеріал робочого колеса. Для об'єктів типу роторних систем із консольним розташуванням робочого колеса введено до розгляду не один, а набір критеріїв, які мають бути враховані у ході досліджень подібного типу об'єктів. Установлені залежності радіальних та осевих переміщень від кутових швидкостей обертання та модуля пружності матеріалу робочого колеса. Також визначені тенденції зміни першої та другої критичних швидкостей обертання від модуля пружності, частот обертання ротора та густини матеріалу робочого колеса. На цій основі розроблені рекомендації стосовно визначення проектних параметрів роторної частини нагнітача повітря із консольно розташованим робочим колесом.

Ключові слова: нагнітач повітря; критична швидкість обертання; власна частота коливань; роторна система; напружено-деформований стан

*Н. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСКИЙ, Н. Н. ТКАЧУК, Н. В. ПРОКОПЕНКО, А. Ю. ШУТЬ,
А. И. ЛИПЕЙКО, Б. Я. ЛИТВИН, Е. Н. ОВЧАРОВ, Д. В. МОСНИЦКАЯ*

ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ ПРОЧНОСТНЫХ, ЖЕСТКОСТНЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСОЛЬНОГО РОТОРА К ВАРЬИРОВАНИЮ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ

В работе описан анализ чувствительности прочностных, жесткостных и динамических характеристик консольного ротора к варьированию проектных параметров. Варьируются скорость вращения вала, материал рабочего колеса. Для объектов типа роторных систем с консольным расположением рабочего колеса введено к рассмотрению не один, а набор критериев, которые должны быть учтены в ходе испытаний подобного типа объектов. Установлены зависимости радиальных и осевых перемещений от угловых скоростей вращения и модуля упругости материала рабочего колеса. Также определены тенденции изменения первой и второй критических скоростей вращения от модуля упругости, частот вращения ротора и плотности материала рабочего колеса. На этой основе разработаны рекомендации по определению проектных параметров роторной части нагнетателя воздуха с консольно расположенным рабочим колесом.

Ключевые слова: нагнетатель воздуха; критическая скорость вращения; собственная частота колебаний; роторная система; напряженно-деформированное состояние

*М. А. ТКАЧУК, А. ГРАБОВСКИЙ, М. М. ТКАЧУК, Н. ПРОКОПЕНКО, О. ШУТЬ, А. ЛИПЕЙКО,
В. ЛИТВИН, Е. ОВЧАРОВ, Д. МОСНИЦКА*

SENSITIVITY OF STRENGTH, RIGID AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE CONSOLE ROTOR TO VARIATION OF DESIGN PARAMETERS

The analysis sensitivity of strength, rigid and dynamic characteristics of the console rotor to variation of design parameters in paper describes The speed of rotation of the shaft, the material of the impeller vary. The dependences of radial and axial displacements on the angular velocities of rotation and the modulus of elasticity of the impeller material are established. For objects of the type of rotary systems with a cantilever arrangement of the impeller, not one, but a set of criteria has been introduced into consideration, which should be taken into account in the research of this type of objects. The tendencies of change of the first and second critical rotational speeds from the modulus of elasticity, rotor rotational frequencies and density of the impeller material are also determined. On this basis, recommendations have been developed for determining the design parameters of the rotor part of the air blower with a cantilevered impeller.

Keywords: air blower; critical rotation speed; natural vibration frequency; rotary system; stress-strain state

Вступ. Для сучасних двигунів внутрішнього згорання великої потужності як один із варіантів технічного рішення характерне застосування консольного розташування робочого колеса нагнітача повітря відносно підшипникових опор. Ще однією особливістю є наявність двох гілок підводу потужності (колінчастий вал двигуна та турбіна, що працює на газах, які відпрацювали у двигуні). Оскільки робочий діапазон частот обертання двигуна достатньо широкий, а рівень потреби у повітрі – високий, то роторна частина нагнітача повітря працює в умовах інтенсивних динамічних навантажень. Відповідно, необхідні дослідження залежності жорсткісних та динамічних характеристик роторної частини нагнітача від його проектних параметрів. Це сформувало напрямок розробок, описаних у роботі.

Аналіз сучасного стану досліджень роторних систем. Роторні системи представляють постійний значний інтерес для дослідників [1–12]. Аналіз цих робіт

описаний, зокрема, у роботі [13]. Можна відзначити, що у багатьох роботах увага приділяється в основному стійкості руху та керованості робочих режимів роторних систем. Це досягається за рахунок проектних параметрів роторної частини в цілому, за рахунок характеристик опорних елементів та керуючого впливу на них.

Разом із тим для варіанта конструктивного виконання із консольним розташуванням робочого колеса важливим критерієм та обмеженням є також рівень його пружних деформацій. Дійсно, за рахунок пружного деформування цього колеса (диска із лопатями) змінюється початковий зазор між ним та напрямною поверхнею дифузора статорної частини нагнітача. Відповідно можуть виникнути проблемні ситуації із працездатністю.

© М. А. Ткачук, А. В. Грабовський, М. М. Ткачук,
М. В. Прокопенко, О. Ю. Шуть, А. І. Ліпейко,
Б. Я. Литвин, Є. М. Овчаров, Д. В. Мосніцька, 2021

Таким чином, необхідно здійснювати аналіз залежності і динамічних, і жорсткісних характеристик роторної частини нагнітача повітря від варійованих параметрів. Подібні аспекти у попередніх дослідженнях не ставилися. Це формує проблемну ситуацію.

Мета роботи – дослідження чутливості міцнісних, жорсткісних та динамічних характеристик консольного ротора до варіювання проектних параметрів задля формування на цій основі рекомендацій із технічних рішень роторних частин нагнітачів повітря двигунів внутрішнього згоряння.

Загальне формулювання задач. На прикладі тестового зразка конструкції роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса, наведеної на рис. 1, здійснено аналіз напружено-деформованого стану (НДС) та критичної швидкості обертання.

Обидві задачі розв'язуються за допомогою метода

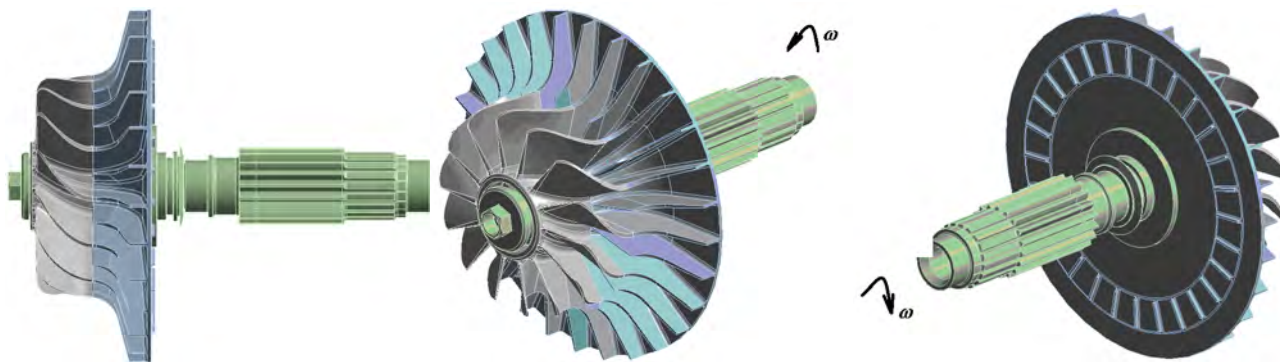


Рисунок 1 – Приклад роторної системи з консольним розташуванням робочого колеса

Враховуючи, що

$$U = K^{-1}(p, \omega) \cdot f(p, \omega), \quad (2)$$

маємо розв'язок у вигляді $U = U(p, \omega)$ та із подальшим застосуванням співвідношень теорії пружності [14] формується просторовий розподіл компонент НДС (вектора переміщень u , тензорів деформацій ε та напружень σ), який містить у собі неявну параметричну залежність від параметрів p та кутової швидкості обертання ω .

Отже, розв'язання системи рівнянь (2) дає змогу обчислювати компоненти НДС роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса:

$$\begin{aligned} u_i &= u_i(x_i, p_s, \omega); \quad \varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}(x_i, p_s, \omega); \\ \sigma_{ij} &= \sigma_{ij}(x_i, p_s, \omega), \end{aligned} \quad (3)$$

де x_i – координати точок досліджуваного об'єкта із радіус-вектором $r(x_1, x_2, x_3)$;

p_s – компоненти масиву параметрів p .

У результаті стає можливим визначення жорсткісних та міцнісних характеристик елементів роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса.

З іншого боку, задача визначення критичних швидкостей обертання Ω роторної системи із консольним

скінченних елементів (МСЕ) [14].

Для визначення НДС роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса отримуємо систему рівнянь теорії пружності [15]:

$$K(p, \omega) \cdot U = f(\omega, p), \quad (1)$$

де $K(p, \omega)$ – матриця жорсткості скінченно-елементної моделі, яка залежить від масиву проектних параметрів p та кутової швидкості обертання ω ;

$f(p, \omega)$ – вектор вузлових навантажень від дії відцентрових сил;

U – вектор вузлових параметрів (наприклад, переміщень).

розташуванням робочого колеса зводиться до пошуку коренів задачі на власні значення Λ системи рівнянь

$$\left[K(\omega, p) - \Omega^2 \cdot M(\omega, p) \right] \Lambda = 0, \quad (4)$$

де K і M – відповідно матриці жорсткості та мас досліджуваної конструкції;

Λ – форма втрати стійкості початкового стану роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса.

Розв'язання (4), тобто визначення

$$\Omega = \Omega(\omega, p) \text{ та } \Lambda = \Lambda(\omega, p), \quad (5)$$

дає можливість визначати критичні форми та частоти досліджуваної системи у залежності від варійованих величин.

Таким чином, розв'язки (3) та (5) створюють основу для формування і розв'язання як задач аналізу міцнісних, жорсткісних та динамічних характеристик, так і обґрунтування раціональних технічних рішень роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса.

Тестові задачі досліджень. Для організації багатоваріантних досліджень обрано номінальний варіант роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса із такими параметрами p_i ($i = 1, 2, \dots$): $d_0 = 125$, $D_0 = 200$, $l_{10} = 240$ мм, $l_{20} = 105$ мм (див.

рис. 2), матеріал вала – сталь (модуль пружності $E_0^* = 2 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона $\nu_0^* = 0,3$), матеріал робочого колеса – алюмінієвий сплав ($E_0 = 0,71 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu_0 = 0,33$). У ході досліджень здійснювалося варіювання параметрами шляхом множення номінальних значень на відповідний безрозмірний коефіцієнт α_i : $p_i(\alpha) = \alpha_i p_i(0)$.

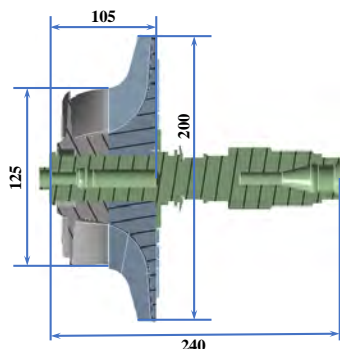


Рисунок 2 – Номінальний варіант досліджуваної роторної системи

Напружено-деформований стан елементів роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса. У ході досліджень варіювалися: $p_1 \equiv \omega$ у

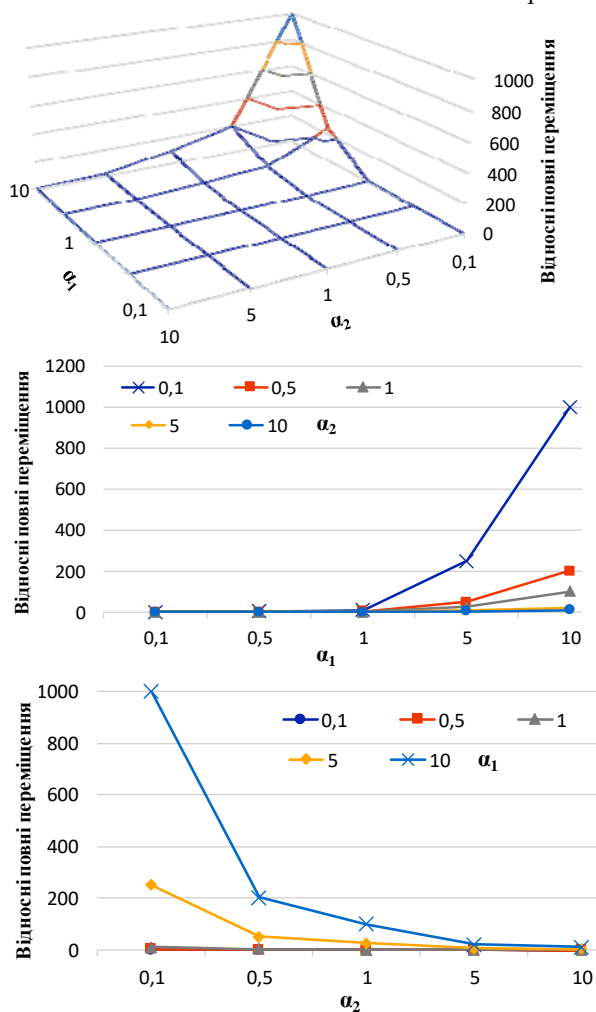


Рисунок 3 – Залежності $\gamma_1(\alpha_1, \alpha_2)$, $\gamma_1(\alpha_1, 1)$, $\gamma_1(1, \alpha_2)$

діапазоні від $\omega_0 = 1200 \text{ с}^{-1}$ (10000 об/хв.) із коефіцієнтом $\alpha_1 \in [0,1;10]$. Модуль пружності $p_2 \equiv E$ варіювався за допомогою зміни α_2 в інтервалі $[0,1; 10]$.

Після розв'язання задачі (3) визначалися, зокрема, максимальні повні переміщення u_{\max} та еквівалентні напруження за Мізесом σ_{\max} . Тоді, беручи їхній відносний рівень

$$\gamma_i(\alpha) = \gamma_i(\alpha) / \gamma_i(1), \quad (6)$$

тобто

$$\begin{aligned} \gamma_1(\alpha_i) &= u_{\max}(\alpha_i) / u_{\max}(1); \\ \gamma_2(\alpha_i) &= \sigma_{\max}(\alpha_i) / \sigma_{\max}(1), \end{aligned} \quad (7)$$

можна побудувати у координатах α_i поверхні відгуку, що становлять інтерес.

Зокрема, на рис. 3–6 наведені залежності γ_1, γ_2 від α_1, α_2 , а також відповідні залежності розмірних величин.

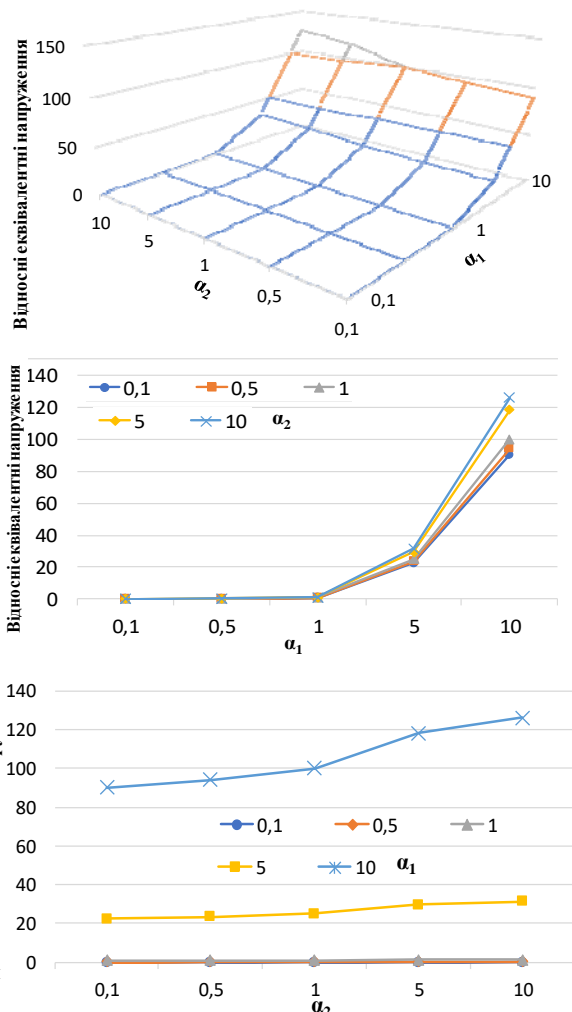


Рисунок 4 – Залежності $\gamma_2(\alpha_1, \alpha_2)$, $\gamma_2(\alpha_1, 1)$, $\gamma_2(1, \alpha_2)$

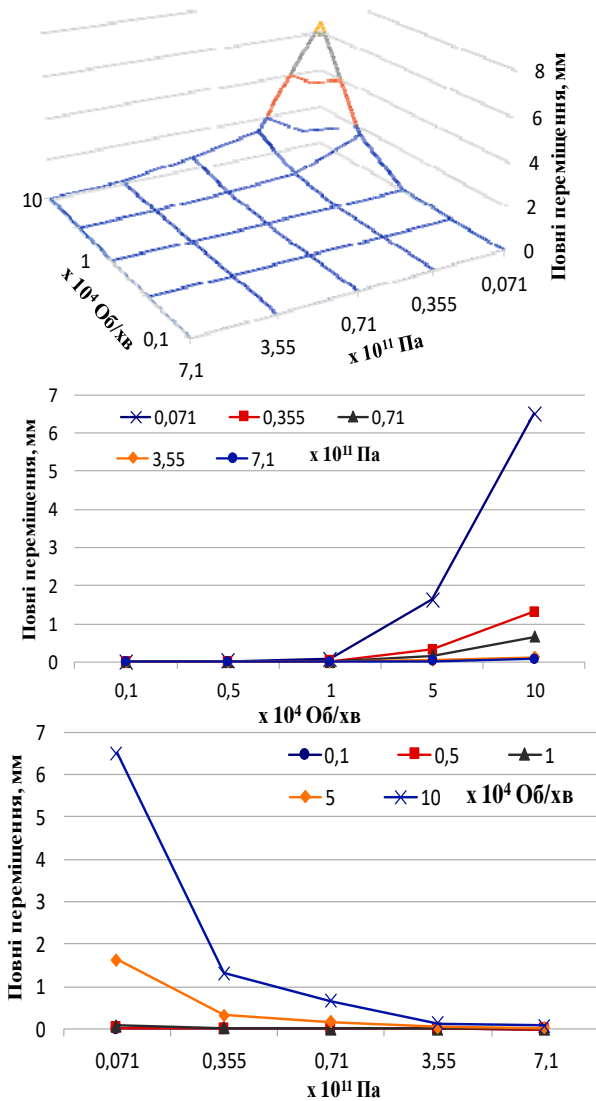


Рисунок 5 – Залежності рівня повних переміщень, мм, від варійованих швидкості обертання, об/хв., та модуля пружності, Па

Критичні швидкості обертання роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса. У ході досліджень варіюються: модуль пружності матеріалу робочого колеса (див. вище); густина матеріалу робочого колеса $\rho_3 \approx \rho$ (шляхом зміни коефіцієнта $\alpha_3 \in [0,1;10]$), контролюються перша та друга критичні швидкості обертання Ω_i : $\gamma_3(\alpha_i) = \Omega_1(\alpha_i) / \Omega_1(1)$;

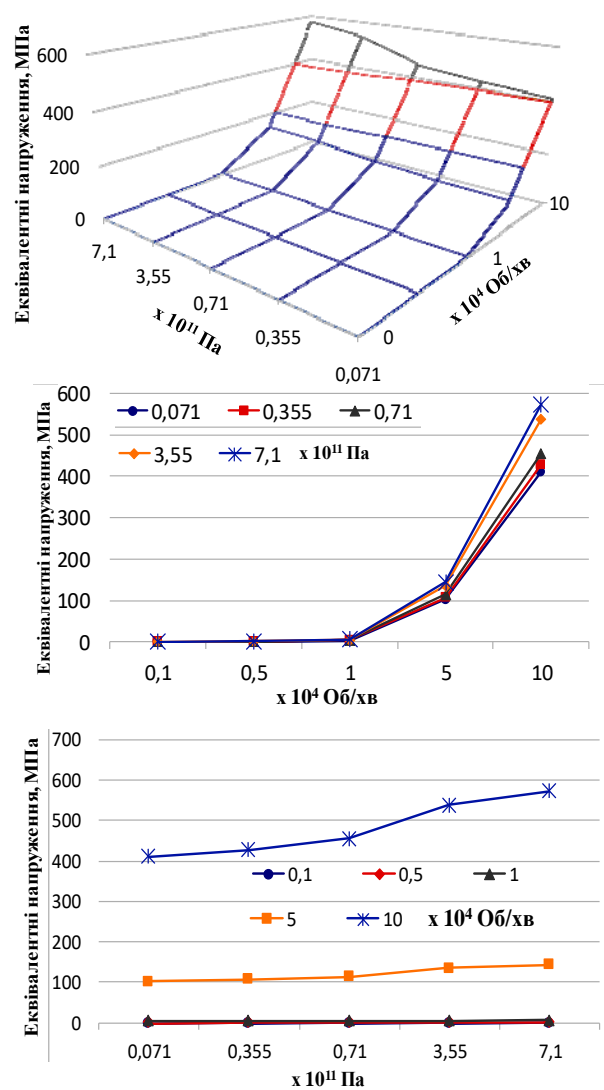
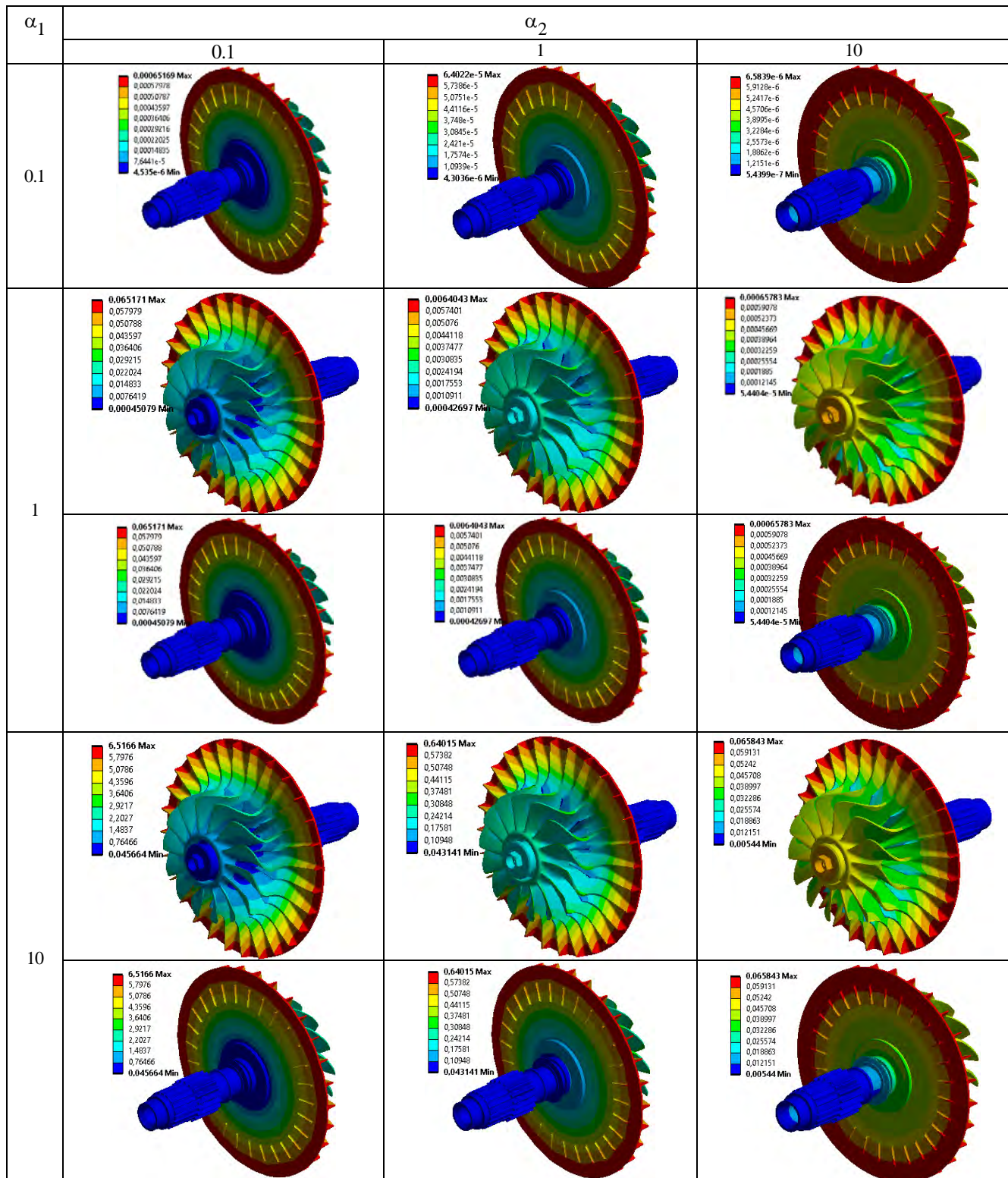


Рисунок 6 – Залежності рівня еквівалентних напружень за Мізесом, МПа, від варійованих швидкості обертання, об/хв., та модуля пружності матеріалу, Па

$\gamma_4(\alpha_i) = \Omega_2(\alpha_i) / \Omega_2(1)$. На рис. 7–10 наведені поверхні відгуку γ_3, γ_4 в координатах (α_2, α_3) , а також відповідні залежності розмірних величин. Окрім залежностей інтегральних характеристик від варійованих параметрів досліджуваної роторної системи, інтерес становить також характер зміни її НДС та власних форм коливань. Інформація за цими напрямками зібрана у табл. 1–3.

Таблиця 1 – Розподіли повних переміщень u_{max} (мм) у досліджуваній роторній системі при варіюванні параметрів

α_1	α_2		
	0.1	1	10
0.1			



Аналіз отриманих результатів. Отримані результати дають основу для констатації таких особливостей чутливості міцнісних, жорсткісних та динамічних характеристик елементів роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса.

1. Рівень напружень σ_{\max} та пружних переміщень u_{\max} змінюються від кутової швидкості обертання за залежністю, близькою до параболічної.

2. Рівень пружних переміщень достатньо сильно впливає на баланс переміщень у зазорі між статорною і роторною частиною.

3. Рівень напружень для певних режимів переважає механічні властивості алюмінієвих сплавів.

4. Критичні швидкості обертання зростають зі зростанням модуля пружності матеріалу робочого колеса та знижуються – при зростанні його густини.

Таблиця 2 – Розподіли еквівалентних напружень за Мізесом σ_{max} (МПа) у досліджуваній роторній системі при варіюванні параметрів α_1, α_2

α_1	α_2		
	0.1	1	10
0.1			
1			
10			

Таблиця 3 – Власні форми коливань у досліджуваній роторній системі при варіюванні параметрів α_1, α_2

α_1	α_2					
	0.1		1		10	
0.1	305.65 Гц		313.72 Гц		328.85 Гц	
1	308.72 Гц		316.52 Гц		331.65 Гц	
10	430.91 Гц		448.43 Гц		455.37 Гц	

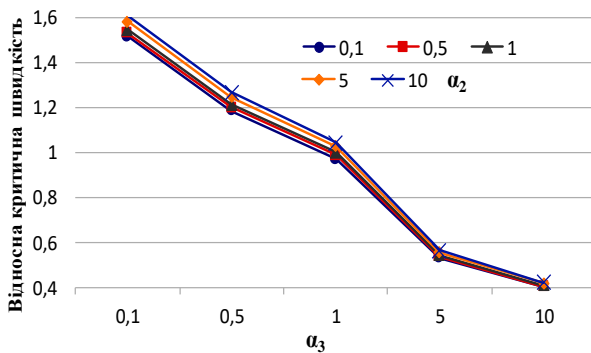
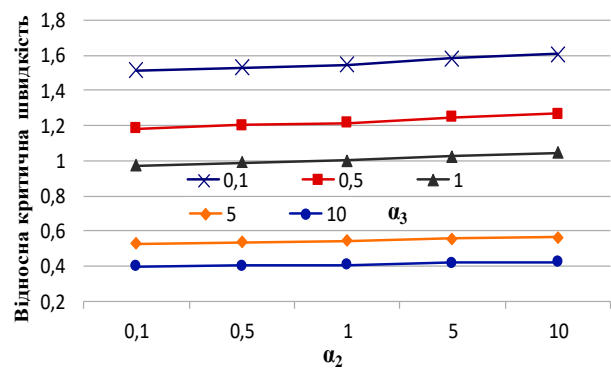
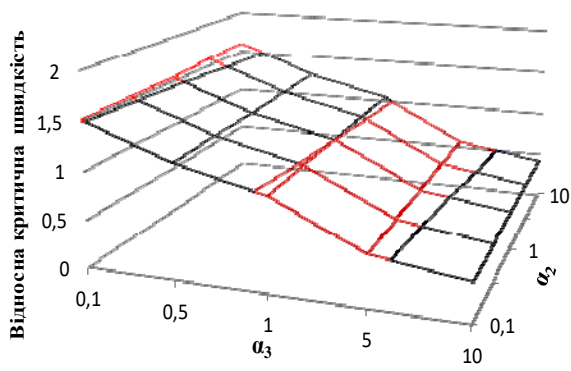


Рисунок 7 – Залежності $\gamma_3(\alpha_2, \alpha_3), \gamma_3(1, \alpha_3), \gamma_3(\alpha_2, 1)$

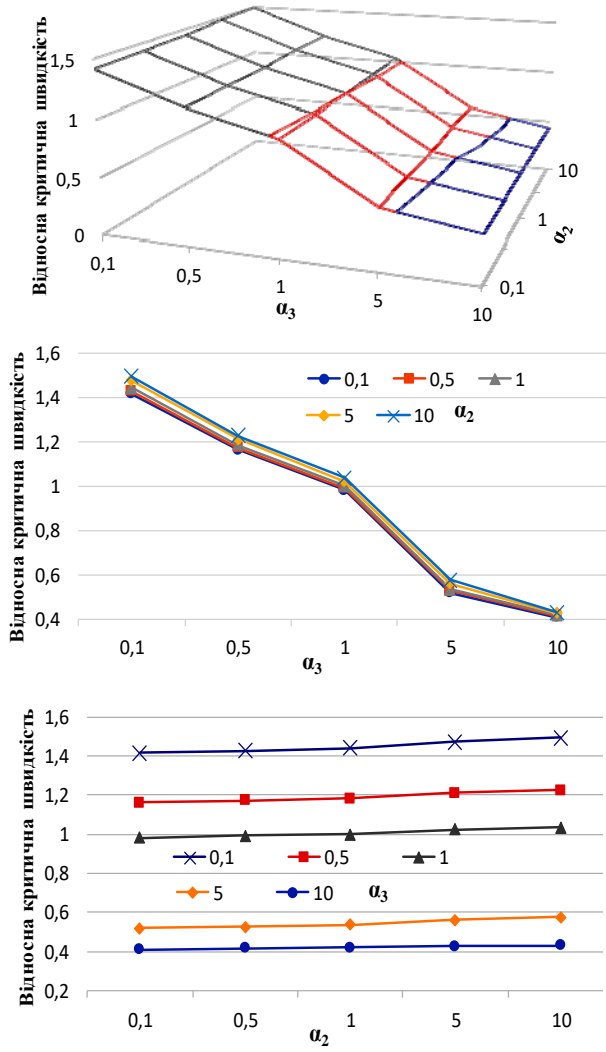


Рисунок 8 – Залежності $\gamma_4(\alpha_2, \alpha_3)$, $\gamma_4(1, \alpha_3)$, $\gamma_4(\alpha_2, 1)$

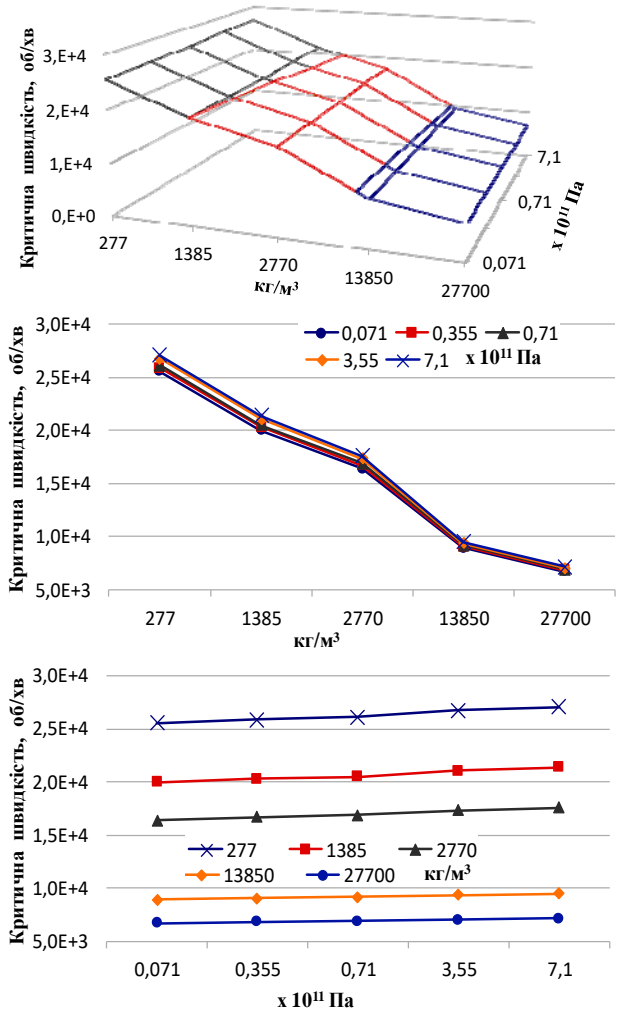


Рисунок 9 – Залежності критичної швидкості обертання, об/хв., від густини, кг/м^3 , та модуля пружності матеріалу, Па

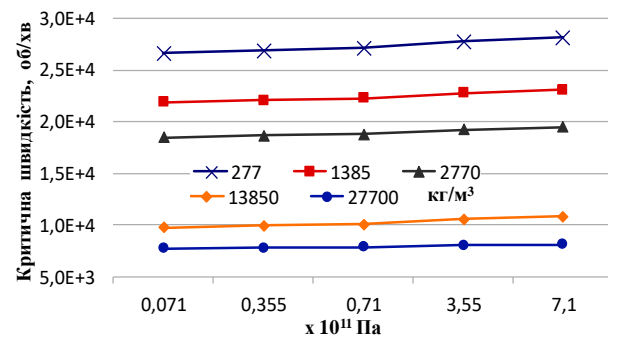
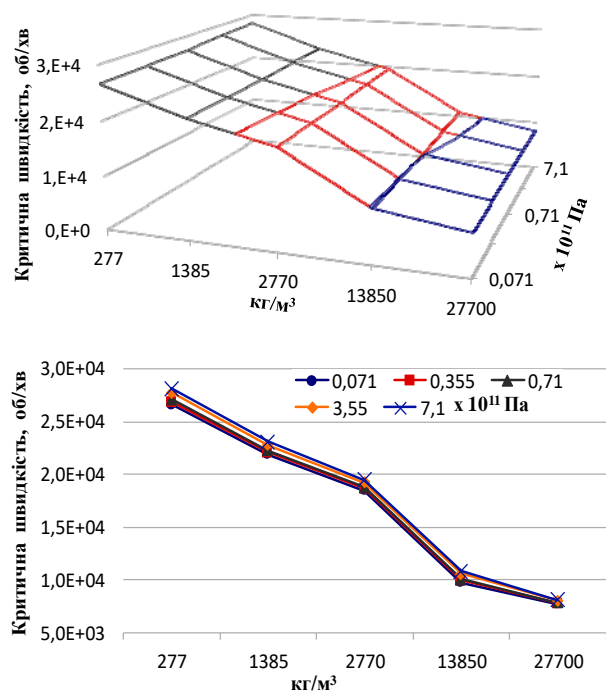


Рисунок 10 – Залежності другої критичної швидкості обертання, об/хв., від густини, кг/м^3 , та модуля пружності матеріалу, Па

Слід зауважити, що у випадку, який досліджується, варіювався модуль пружності матеріалу робочого колеса. Якби узгоджено варіювався також модуль пружності матеріалу вала, то напруження були би постійними.

Висновки.

1. Побудовані параметричні моделі дають можливість оцінювати міцнісні, жорсткісні та динамічні властивості елементів роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса у залежності від варіювання проектних параметрів.

2. На відміну від традиційних критеріїв, для об'єктів типу роторних систем із консольним розташуванням робочого колеса введено до розгляду не один, а набір критеріїв, які мають бути враховані у ході досліджень подібного типу об'єктів. Це викликано тим, що для такого типу конструкцій важливими є не один, а комплекс чинників.

3. Крім аналізу чутливості різних характеристик до варіювання проектних параметрів можлива постановка обернених задач. Тобто можливе цілеспрямоване поліпшення варіантів технічних рішень за критеріями міцності, жорсткості та стійкості роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса.

У подальшому розроблені підходи, методи та моделі дають можливість обґрунтовувати технічні рішення роторної системи із консольним розташуванням робочого колеса із високими характеристиками.

Список літератури

- Reddy, Mutra Rajasekhara, and J. Srinivas. "Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings." *Procedia Engineering* 144 (2016): 825-832.
- Han, Qinkai, and Fulei Chu. "Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions." *Applied Mathematical Modelling* 39, no. 15 (2015): 4511-4522.
- Avramov, K., M. Shulzhenko, O. Borysiuk, and Christophe Pierre. "Influence of periodic excitation on self-sustained vibrations of one disk rotors in arbitrary length journals bearings." *International journal of nonlinear mechanics* 77 (2015): 274-280.
- Cha, Matthew, and Sergei Glavatskih. "Nonlinear dynamic behaviour of vertical and horizontal rotors in compliant liner tilting pad journal bearings: Some design considerations." *Tribology International* 82 (2015): 142-152.
- Martynenko, G. "Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness." *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 13 (2016): 3293.
- Azraai, M. R., G. Priyandoko, A. R. Yusoff, and M. F. F. A. Rashid. "Parametric Optimization of magneto-rheological fluid damper using particle swarm optimization." *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 11 (2015): 2591.
- Martynenko, G. "Application Of nonlinear models for a well-defined description of the dynamics of rotors in magnetic bearings." *Eureka: Physics and Engineering* 3 (2016): 3-12.
- Ran, Shaolin, Yefa Hu, Huachun Wu, and Xin Cheng. "Resonance Vibration Control for AMB Flexible Rotor System Based on μ -Synthesis Controller." *Mathematical Problems in Engineering* 2018 (2018).
- Zhang, Yipeng, Lidong He, Jianjiang Yang, Fangteng Wan, and Jinji Gao. "Vibration Control of an Unbalanced Single-Side Cantilevered Rotor System with a Novel Integral Squeeze Film Bearing Damper." *Applied Sciences* 9, no. 20 (2019): 4371.
- Deng, Huaxia, Yifan Diao, Jin Zhang, Peng Zhang, Mengchao Ma, Xiang Zhong, and Liandong Yu. "Three-dimensional identification for unbalanced mass of rotor systems in operation." *Applied Sciences* 8, no. 2 (2018): 173.
- Xu, Xiangbo, and Shao Chen. "Field balancing and harmonic vibration suppression in rigid AMB-rotor systems with rotor imbalances and sensor runout." *Sensors* 15, no. 9 (2015): 21876-21897.
- Zhang, Ao, Yan Bai, Bo Yang, and He Li. "Analysis of nonlinear vibration in permanent magnet synchronous motors under unbalanced magnetic pull." *Applied Sciences* 8, no. 1 (2018): 113.
- Martynenko G. Ju. Istorija, aktual'nye problemy, metody i sredstva analiza javlenij rotornoj dinamiki s uchetom tradicionnyh i magnitnyh podshipnikov. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Динаміка і міцність машин»*. 2014. 58(1100). Pp. 77–131.
- Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals.*- Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p. ISBN: 1856176339.
- Vasidzu K. *Variacionnye metody v teorii uprugosti i plastichnosti*. M.: Mir, 1987. 542 p, il.

References (transliterated)

- Reddy, Mutra Rajasekhara, and J. Srinivas. "Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings." *Procedia Engineering* 144 (2016): 825-832.
- Han, Qinkai, and Fulei Chu. "Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions." *Applied Mathematical Modelling* 39, no. 15 (2015): 4511-4522.
- Avramov, K., M. Shulzhenko, O. Borysiuk, and Christophe Pierre. "Influence of periodic excitation on self-sustained vibrations of one disk rotors in arbitrary length journals bearings." *International journal of nonlinear mechanics* 77 (2015): 274-280.
- Cha, Matthew, and Sergei Glavatskih. "Nonlinear dynamic behaviour of vertical and horizontal rotors in compliant liner tilting pad journal bearings: Some design considerations." *Tribology International* 82 (2015): 142-152.
- Martynenko, G. "Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness." *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 13 (2016): 3293.
- Azraai, M. R., G. Priyandoko, A. R. Yusoff, and M. F. F. A. Rashid. "Parametric Optimization of magneto-rheological fluid damper using particle swarm optimization." *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* 11 (2015): 2591.
- Martynenko, G. "Application Of nonlinear models for a well-defined description of the dynamics of rotors in magnetic bearings." *Eureka: Physics and Engineering* 3 (2016): 3-12.
- Ran, Shaolin, Yefa Hu, Huachun Wu, and Xin Cheng. "Resonance Vibration Control for AMB Flexible Rotor System Based on μ -Synthesis Controller." *Mathematical Problems in Engineering* 2018 (2018).
- Zhang, Yipeng, Lidong He, Jianjiang Yang, Fangteng Wan, and Jinji Gao. "Vibration Control of an Unbalanced Single-Side Cantilevered Rotor System with a Novel Integral Squeeze Film Bearing Damper." *Applied Sciences* 9, no. 20 (2019): 4371.
- Deng, Huaxia, Yifan Diao, Jin Zhang, Peng Zhang, Mengchao Ma, Xiang Zhong, and Liandong Yu. "Three-dimensional identification for unbalanced mass of rotor systems in operation." *Applied Sciences* 8, no. 2 (2018): 173.
- Xu, Xiangbo, and Shao Chen. "Field balancing and harmonic vibration suppression in rigid AMB-rotor systems with rotor imbalances and sensor runout." *Sensors* 15, no. 9 (2015): 21876-21897.
- Zhang, Ao, Yan Bai, Bo Yang, and He Li. "Analysis of nonlinear vibration in permanent magnet synchronous motors under unbalanced magnetic pull." *Applied Sciences* 8, no. 1 (2018): 113.
- Martynenko G. Ju. Istorija, aktual'nye problemy, metody i sredstva analiza javlenij rotornoj dinamiki s uchetom tradicionnyh i magnitnyh podshipnikov. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Dy`namika i micznist' mashyn*. 2014. no 58(1100). Pp. 77–131.
- Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals.*- Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p. ISBN: 1856176339.
- Vasidzu K. *Variacionnye metody v teorii uprugosti i plastichnosti*. M.: Mir, 1987. 542 p, il.

Надійшла (received) 22.03.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola A.) – доктор технічних наук,

професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andrey) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola M.) – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org

Прокопенко Микола Вікторович (Прокопенко Николай Викторович, Prokopenko Nickolay) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», докторант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна.; тел.: (050) 754-41-35; e-mail: kola0123@ukr.net.

Шуть Олександр Юрійович (Шуть Александр Юрьевич, Shut Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна.

Ліпейко Андрій Іванович (Липейко Андрей Иванович, Lipeiko Andrii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Литвин Борис Якович (Литвин Борис Яковлевич, Litvin Boris) - головний інженер ДП «Завод імені В. О. Малишева», м. Харків, Україна

Овчаров Єгор Миколайович (Овчаров Егор Николаевич, Ovcharov Egor) – головний конструктор КБ двигунобудування, ДП «Завод ім. В.О. Малишева»; м. Харків, Україна

Мосницька Дар'я Валеріївна (Мосницкая Дарья Валерьевна, Mosnitska Daria) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студентка гр. МІТ-87Б (ТМ), м. Харків, Україна; e-mail: s1710@tmm-sapr.org.

ЗМІСТ

ПАМ'ЯТИ ИЛБИ СЕМЕНОВИЧА ЧЕРНЯВСКОГО (1930–2020 гг.)	3
<i>А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, С. В. КУЦЕНКО, М. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, О. Є. ШАТАЛОВ, І. О. ВОЛОШИНА, В. В. ТИМОФІЄНКО</i>	
Моделювання дії ударно-хвильового навантаження на корпусні елементи транспортних засобів	5
<i>А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, І. П. ГРЕЧКА, М. М. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСЬКА, С. В. КУЦЕНКО, В. І. СЕРИКОВ</i>	
Теоретичні основи забезпечення технічних характеристик військових та цивільних машин шляхом обґрунтування форми та властивостей матеріалів контактуючих елементів	17
<i>А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. А. ТКАЧУК, Н. А. ДЬОМІНА, Г. В. ТКАЧУК, О. А. ЩЕНКО, І. О. ВОЛОШИНА, В. В. ТРЕТЯК</i>	
Розрахунково-експериментальне дослідження контактної взаємодії тіл із поверхнями близької форми....	23
<i>А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, А. В. ЗАВОРОТНИЙ, С. В. КУЦЕНКО, М. С. САВЕРСЬКА, І. Є. КЛОЧКОВ, М. А. ТКАЧУК, О. І. ЗІНЧЕНКО, Р. П. ДЕРЕВ'ЯНКИН</i>	
Контактна взаємодія торсіонного вала із шліцевою втулкою при пружно-пластичних деформаціях.....	34
<i>А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, А. В. НАБОКОВ, О. В. ЛИТВИНЕНКО, Г. В. ТКАЧУК, О. М. РІКУНОВ, С. В. КУЦЕНКО, В. В. ПАНЧЕНКО, Д. В. КИСЛИЦЯ</i>	
Аналіз реакції легкоброньованих машин на дію поліімпульсних сил.....	47
<i>С. О. КРАВЧЕНКО, М. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, М. М. ТКАЧУК, І. П. ГРЕЧКА, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, О. С. ЛЬОЗНИЙ, Ю. С. ЧАЛА</i>	
Теоретико-експериментальне обґрунтування дискретно-континуальних методів зміцнення на основі аналізу контактної взаємодії елементів машин військового та цивільного призначення	53
<i>С. А. НАЗАРЕНКО, Н. А. ТКАЧУК, С. І. МАРУСЕНКО</i>	
Основные работы профессора Я. М. Майера (обзорная статья).....	64
<i>Н. В. ПИСАРСЬКА, В. В. ЄПІФАНОВ, С. О. НАЗАРЕНКО</i>	
Історія розробки та виробництва тракторів і тягачів харківськими конструкторським бюро з машинобудування імені О. О. Морозова та заводом імені В. О. Малишева (оглядова стаття).....	74
<i>М. А. ПОДРИГАЛО, В. Н. КРАСНОКУТСКИЙ, А. С. ТКАЧЕНКО</i>	
Повышение комфортабельности автомобиля при разгоне совершенствованием конструкции и методов управления моторно-трансмиссионной установки	81
<i>О. М. РІКУНОВ, В. І. КУЖЕЛОВИЧ</i>	
Алгоритм оцінки військово-технічної ефективності використання військової автомобільної техніки частинами і підрозділами Національної гвардії України в ході бойових дій (операцій)	86
<i>О. Р. СТРИЛЕЦЬ, О. В. МАЛАЩЕНКО, А. А. СТЕПАНЮК</i>	
Застосування трьохмірного моделювання для оптимізації розмірів пристрою керування зміною швидкості зупинником обертального руху у вигляді замкнутої гідросистеми.....	91
<i>М. М. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСЬКА, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, С. В. КУЦЕНКО</i>	
Обґрунтування проектних рішень елементів об'єктів військового призначення в умовах контакту і пластичного деформування.....	97
<i>М. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, М. В. ПРОКОПЕНКО, О. Ю. ШУТЬ, А. І. ЛІПЕЙКО, Б. Я. ЛИТВИН, Є. М. ОБЧАРОВ, Д. В. МОСНИЦЬКА</i>	
Чутливість міцнісних, жорсткісних та динамічних характеристик консольного ротора до варіювання проектних параметрів	104

CONTENTS

IN MEMORY OF ILYA SEMENOVICH CHERNYAVSKY	3
<i>A. VASILIEV, S. KUTSENKO, M. A. TKACHUK, A. GRABOVSKIY, O. SHATALOV, I. VOLOSHYNA, V. TIMOFIENKO</i>	
Action modeling of the shock-wave load on the vehicles hulls elements	5
<i>A. GRABOVSKIY, I. HRECHKA, M. M. TKACHUK, M. SAVERSKA, S. KUTSENKO, V. SIERYKOV</i>	
Theoretical basics of providing the technical characteristics of military and civil vehicles by justification of the form and properties of the materials of contacting elements	17
<i>A. GRABOVSKIY, M. A. TKACHUK, N. DOMINA, G. TKACHUK, O. ISHCHENKO, I. VOLOSHINA, V. TRETYAK</i>	
Computational and experimental study of contact interaction of bodies with nearly form surfaces	23
<i>A. GRABOVSKIY, M. M. TKACHUK, A. ZAVOROTNII, S. KUTSENKO, M. SAVERSKA, I. KLOCHKOV, M. A. TKACHUK, O. ZINCHENKO, R. DEREVIANKIN</i>	
Contact interaction of a torsion shaft with a splined bush in elastically plastic deformations.....	34
<i>A. GRABOVSKIY, M. M. TKACHUK, A. NABOKOV, O. LYTVYNENKO, G. TKACHUK, O. RIKUNOV, S. KUTSENKO, V. PANCHENKO, D. KISLITZA</i>	
Analysis the reaction of lightarmor machines on the action of polypulses forces.....	47
<i>S. KRAVCHENKO, M. M. TKACHUK, A. GRABOVSKIY, O. VERETELNYK, M. M. TKACHUK, I. HRECHKA, A. VASILIEV, O. LOZNYI, YU. CHALA</i>	
Theoretical and experimental justification of discreetly continual strengthening methods based on analysis of contact interaction of military and civilian vehicles elements.....	53
<i>S. NAZARENKO, M. A. TKACHUK, S. MARUSENKO</i>	
Main works of professor Ya. M. Mayer (a review).....	64
<i>N. PYSARSKA, V. IEPIFANOV, S. NAZARENKO</i>	
History of development and manufacture of tractors and prime-movers by the state enterprise «Kharkiv design bureau of engineering named after A. A. Morozov» and state enterprise «Malyshev Plant» (review article).....	74
<i>M. PODRIGALO, V. KRASNOKUTSKIY, O. TKACHENKO</i>	
Increasing the comfortability of the vehicle during acceleration by improving the design and control methods of the motor-transmission unit	81
<i>O. RIKUNOV, V. KUZHELOVICH</i>	
Algorithm for evaluating military technical efficiency of using military vehicle equipment by parts and divisions of the National guard of Ukraine in the course of battle actions (operations).....	86
<i>O. STRILETS, O. MALASHCHENKO, A. STEPANIUK</i>	
Application of three-dimensional modeling to optimize the dimentions of the speed control device with rotary stopper in the form of a closed-loop hydraulic system.....	91
<i>M. M. TKACHUK, M. SAVERSKA, A. GRABOVSKIY, S. KUTSENKO</i>	
Substantiation of design decisions of elements of military objects in conditions of contact and plastic deformation.....	97
<i>M. A. TKACHUK, A. GRABOVSKIY, M. M. TKACHUK, N. PROKOPENKO, O. SHUT, A. LIPEIKO, B. LITVIN, E. OVCHAROV, D. MOSNITSKA</i>	
Sensitivity of strength, rigid and dynamic characteristics of the console rotor to variation of design parameters	104