

**М.А. ТКАЧУК, Р.І.ШЕЙЧЕНКО, М.О. БОНДАРЕНКО, М.М. ТКАЧУК, А.В. ГРАБОВСЬКИЙ,
А.Ю. ТАНЧЕНКО, В.В. ШЕМАНСЬКА, О.В. ХЛАНЬ, О.Ю. ШУТЬ, А. М. МАЛАКЕЙ**

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ ТОНКОСТІННИХ КОНСТРУКЦІЙ ІЗ ПІДВИЩЕНИМИ ТЕХНІЧНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Робота присвячена удосконаленню методів і моделей для проектного забезпечення міцності тонкостінних машинобудівних конструкцій при дії комплексу експлуатаційних навантажень. Обґрунтування раціональних параметрів і конструктивних рішень для тонкостінних машинобудівних конструкцій здійснюється за критеріями мінімізації маси, зниження напружень, підвищення терміну експлуатації. Ураховуються апроксимації залежностей критеріальних величин, що поступово локалізуються, від варійованих параметрів. Узагальненими параметрами виступають структура, проектно-технологічні рішення для тонкостінних машинобудівних конструкцій, конструктивні параметри і експлуатаційні режими. При цьому забезпечується розв'язання задач одиничного аналізу, багатоваріантних досліджень, а також обґрунтування раціональних проектно-технологічних рішень. На розвиток відомих підходів розглянуті наступні узагальнення: уніфікація, доцільність, ефективність, ідентифікація навантажень, прогнозування, відлаштування. Здійснена алгоритмізація запропонованих методів розрахунку напружено-деформованого стану тонкостінних машинобудівних конструкцій на основі поєднання переваг універсальних і спеціальних систем. Проведено розв'язання низки прикладних задач. Обґрунтовано раціональні проектні параметри інноваційних тонкостінних машинобудівних конструкцій. Представлено результати експериментальних досліджень інноваційних вагону-цистерни, вагону-платформи і крана-перевантажувача, які спроектовано і виготовлено на основі впровадження рекомендацій за підсумками досліджень.

Ключові слова: міцність машин, напружено-деформований стан, тонкостінна машинобудівна конструкція, параметрична модель, метод скінченних елементів, проектно-технологічне рішення, вагон-цистерна, вагон-платформа, кран-перевантажувач

**Н.А. ТКАЧУК, Р.И.ШЕЙЧЕНКО, М.А. БОНДАРЕНКО, Н.Н. ТКАЧУК, А.В. ГРАБОВСКИЙ,
А.Ю. ТАНЧЕНКО, В.В. ШЕМАНСКАЯ, А.В. ХЛАНЬ, А.Ю. ШУТЬ, А. Н. МАЛАКЕЙ**

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЧНОСТИ ТОНКОСТЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ПОВЫШЕННЫМИ ТЕХНИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Работа посвящена совершенствованию методов и моделей для проектного обеспечения прочности тонкостенных машиностроительных конструкций при действии комплекса эксплуатационных нагрузок. Обоснование рациональных параметров и конструктивных решений тонкостенных машиностроительных конструкций осуществляется по критериям минимизации массы, снижения напряжений, повышения срока эксплуатации. Учитываются апроксимации зависимостей критеріальних величин, которые постепенно локализуются, от варьируемых параметров. Обобщенными параметрами выступают структура, проектно-технологические решения тонкостенных машиностроительных конструкций, конструктивные параметры и эксплуатационные режимы. При этом обеспечивается решение задач единичного анализа, многовариантных исследований, а также обоснование рациональных проектно-технологических решений. На развитие известных подходов рассмотрены следующие обобщения: унификация, целесообразность, эффективность, идентификация нагрузок, прогнозирование, отстройка. Осуществлена алгоритмизация предложенных методов расчета напряженно-деформированного состояния тонкостенных машиностроительных конструкций на основе сочетания преимуществ универсальных и специальных систем, решение ряда прикладных задач. Обоснованы рациональные проектные параметры инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций. Представлены результаты экспериментальных исследований инновационных вагона-цистерны, вагона-платформы и крана-перегрузателя, которые спроектированы и изготовлены на основе внедрения рекомендаций по итогам исследований.

Ключевые слова: прочность машин, напряженно-деформированное состояние, тонкостенная машиностроительная конструкция, параметрическая модель, метод конечных элементов, проектно-технологическое решение, вагон-цистерна, вагон-платформа, кран-перегрузатель

**М.А. ТКАЧУК, Р. ШЕЙЧЕНКО, М. БОНДАРЕНКО, М.М. ТКАЧУК, А. ГРАБОВСКИЙ,
А. ТАНЧЕНКО, В. ШЕМАНСКА, О. ХЛАНЬ, О. ШУТЬ, А. МАЛАКЕЙ**

STRENGTH ASSURANCE OF THIN-WALLED STRUCTURES WITH INCREASED TECHNICAL CHARACTERISTICS

The work is devoted to the improvement of methods and models for design ensuring of strength of thin-walled engineering structures under the action of operational loadings complex. Justification for rational parameters and design solutions for thin-walled engineering structures is carried out according to the criteria of mass minimizing, stresses reducing, and service life increasing. Various additional criteria such as cost, manufacturability, economy, energy efficiency, can be taken into account in the formation of the quality function. The dependences approximations of criterion values, which are gradually localized, from variable parameters are taken into account. The structure, design and technological solutions of thin-walled engineering structures, structural parameters and operating modes are the generalized parameters. This provides a solution to the problems of a single analysis, multivariate studies, as well as the justification for rational design and technological solutions. The following generalizations are considered: unification, expediency, efficiency, loading identification, forecasting, tune-up in development of known approach. The algorithmization of proposed methods for calculating of the stress-strain state of thin-walled engineering structures has also been carried out based on a combination of the advantages of universal and special systems. A number of applied problems are solved. Parametric finite element models of researched objects are developed based on a set of studies of the stress-strain state of the power elements. The rational design parameters of innovative thin-walled engineering structures are determined. The results of experimental studies of innovative tank cars, platform cars and loading cranes, which are designed and manufactured based on the implementation of recommendations from research, are presented. Comparative experimental and computational studies of the structures stress-strain state were carried out. They are combined with certification tests with stresses evaluation in power elements. During the tests, regularities were established that determine the dependence of the loadings components on the structure from various factors. Numerical models parameters verification of thin-walled engineering constructions elements was carried out. Designed on the basis of researches innovative structures have improved technical and economic characteristics compared with similar ones.

Keywords: strength of machines, stress-strain state, thin-walled engineering structure, parametric model, finite element method, design and technological solution, tank wagon, platform wagon, loading crane

Вступ. Потреби сучасної промисловості, транспорту і аграрно-промислового комплексу у виробках із підвищеними техніко-економічними характеристиками останнім часом різко зростають. Це змушує машинобудівні підприємства переорієнтуватися

на проектування, технологічну підготовку і випуск саме таких інноваційних виробів. При цьому велику

© М. А. Ткачук, Р. І. Шейченко, М. О. Бондаренко, М. М. Ткачук, А. В. Грабовський, А. Ю. Танченко, В. В. Шеманська, О. В. Хлань, О. Ю. Шуть, А. М. Малакей, 2019

частку серед такої продукції займають тонкостінні машинобудівні конструкції (ТСМБК). Це зумовлено тим, що у цих конструкціях раціонально поєднуються масові та характеристики міцності. У той же час на багато виробів (літаки, судна, рухомий склад залізниць, крани, перевантажувачі, ємності високого тиску, апарати хімічної промисловості, устаткування агропромислового комплексу), а, відповідно, на їхні силові елементи, поширюються досить суворі офіційні правила і норми, спрямовані, у першу чергу, на забезпечення безпеки експлуатації. Регламентуються діючі напруження в силових елементах конструкцій, граничні величини переміщень (прогинів), довговічність тощо. Відповідно, при проектних дослідженнях використовуються усталені методики розрахунку, а також традиційні технічні рішення. У результаті вироби різних фірм, які створено в різний час, для різних споживачів, несуть на собі тягар консервативних конструктивно-технологічних рішень. Відступ від них вимагає значних зусиль.

Незважаючи на тиск усталеної практики, що схиляється до створення виробів у вигляді «клонів» давно створених аналогів, діє також протилежна тенденція. Вона породжується загальним прагненням до прогресу, навіть у консервативних областях діяльності, а також економічними міркуваннями. Наприклад, це чітко простежується на вантажних залізничних вагонах. Для них характерна наявність обмеження на осьове навантаження (23,5; 25; 27 тон залежно від країни або регіону) у навантаженому стані. Відповідно, чим менша маса тари, тим більша маса вантажу, що перевозиться. З іншого боку, зниження маси, як правило, призводить до зростання рівня діючих напружень, а це у певний момент суперечить нормативним вимогам. Таким чином, об'єктивно складається протиріччя між можливостями існуючих методик розрахунку з точки зору обґрунтування технічних рішень за критеріями міцності, з одного боку, і потребами машинобудування в інноваційних výroбах, – з іншого. Особливо це стосується ТСМБК.

Більш того, багато споживачів інноваційних виробів установлюють свої додаткові вимоги до продукції, яку отримують, що спрямовані на продовження терміну служби тих чи інших конструкцій, підвищення їхньої продуктивності, інтенсивності експлуатаційних режимів або навантажувальної здатності. У цих обставинах, окрім нормативних обмежень, з'являються додаткові, що додатково ускладнює виконання вимог до проєктованих конструкцій, а ще більшою мірою – до інноваційних. Таким чином, виникла і посилюється у своїй актуальності та важливості науково-практична задача розробки методів забезпечення міцності інноваційних ТСМБК при дії комплексу експлуатаційних навантажень. Її постановка, розв'язання та впровадження у практику проектних досліджень склала мету, зміст і напрями досліджень, описаних у роботі.

Методи аналізу напружено-деформованого стану ТСМБК та обґрунтування технічних рішень.

Здійснено аналіз тенденцій у машинобудуванні у напрямі збільшення випуску інноваційних виробів, проектних вимог до ТСМБК та умов їх експлуатації на прикладі вантажних вагонів [1]. Визначено, що на сьогоднішній день різко зросли вимоги до міцності та довговічності інноваційних ТСМБК, з одного боку, разом із тим набрали значної ваги додаткові вимоги від споживачів стосовно економічних характеристик таких виробів [1–3]. Ці обставини спонукають удосконалювати методи та засоби для аналізу напружено-деформованого стану (НДС) ТСМБК, а також для обґрунтування їхніх раціональних параметрів. Зокрема, методам аналізу НДС та міцності ТСМБК присвячені роботи багатьох вчених [4–9]. Разом із тим повного та завершеного розв'язання перелічені вище проблемні питання у цих роботах не знайшли.

Здійснений аналіз нормативних документів, практики проєктування, виготовлення та експлуатації ТСМБК і методів їх розрахунків дав підстави для окреслення основних напрямків та завдань досліджень.

Метою роботи є розробка нових підходів, методів і моделей для проектного забезпечення міцності інноваційних тонкостінних машинобудівних конструкцій із підвищеними технічними характеристиками.

Поставлена мета визначила наступні завдання досліджень:

1. Удосконалити (на розвиток робіт [10–12]) методи і моделі для обґрунтування проектних параметрів інноваційних ТСМБК за критеріями міцності при дії комплексу експлуатаційних навантажень із урахуванням нормативних обмежень.

2. Провести розв'язання низки прикладних задач проектного обґрунтування технічних рішень для ТСМБК за критеріями міцності та довговічності.

3. Здійснити розрахунково-експериментальні дослідження напружено-деформованого стану інноваційних ТСМБК, які спроектовано на основі рекомендацій із застосуванням результатів досліджень.

Математична модель напружено-деформованого стану тонкостінних машинобудівних конструкцій та підходи до обґрунтування їх проектних рішень за критеріями міцності та підвищення технічних характеристик. Запропонована математична модель напружено-деформованого стану ТСМБК при дії комплексу експлуатаційних навантажень і варіюванні проектних параметрів. Забезпечення міцності інноваційних ТСМБК пов'язане з великою кількістю варіантів розрахункових досліджень їх НДС. При цьому слід взяти до уваги логіку щодо: багатоваріантності діючих навантажень; вимог, які змінюються; варіативності методів і моделей, що застосовуються. Ця логіка доповнюється невизначеністю структурних і параметричних рішень. Таким чином, на відміну від традиційних підходів, коли рішення приймається на основі стандартних критеріїв, нормативних навантажень і чітких методик для дуже обмеженого набору варіантів, у разі інноваційних виробів це може призвести до тупикових ситуацій при обґрун-

туванні проектних рішень.

У зв'язку з цим необхідна розробка таких підходів, які забезпечують варіативність фізичних, математичних і чисельних моделей на етапі проектних досліджень НДС ТСМБК. Цей підхід передбачає створення таких моделей, які дають можливість проведення різноманітних досліджень із забезпеченням цілеспрямованого варіювання всіх проектних параметрів за результатами дослідження НДС інноваційних ТСМБК.

Розв'язана задача розробки методу обґрунтування раціональних параметрів і конструктивних рішень ТСМБК за критеріями мінімізації маси, зниження напружень, підвищення терміну експлуатації тощо з урахуванням апроксимацій залежностей критеріальних величин, що поступово локалізуються, від варіюваних параметрів [4, 11]. Під апроксимаціями розуміється наближення у деякій підобласті області варіювання параметрів точної поверхні відгуку тієї чи іншої величини на зміну параметрів. Під локалізацією розуміється та особливість процедури лінеаризації, що самі розміри і розташування області, в межах якої здійснюється апроксимація, можуть змінюватися у ході розв'язання задачі (переміщатися і звужуватися). Якщо перша процедура (лінеаризація) є компромісним (порівняно із алгоритмом «прозорої скриньки») варіантом апроксимації, який «затемняє» дійсну поведінку функції, що описується таким чином, то друга – теж компромісна, але її «робить більш прозорою». Отримана у результаті послідовності функцій апроксимації відображає перехід від «майже чорної скриньки» до «майже прозорої скриньки». Якщо назвати цей підхід методом «сірої скриньки», то для такого компромісного алгоритму виникає проблема розробки альтернативного традиційним способу лінеаризації критеріальних функцій. При цьому необхідні відносна простота, точність і універсальність такого методу.

Розглянемо задачу обґрунтування параметрів ТСМБК у вигляді:

$$\begin{aligned} P^* &= \arg \min I(H, u, P) \rightarrow \min; \\ H(u, P) &\geq H^*; L(u, f, P, H) = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Тут P^* – шуканий розв'язок; I – функція якості (маса, максимальні еквівалентні напруження $\sigma_{\text{екв}}$ тощо); u – змінна, що описує той чи інший стан або процес в об'єкті, що досліджується; P – множина узагальнених параметрів p (під узагальненими параметрами мається на увазі набір величин, структур, форм, розподілів, які, по-перше, повністю визначають математичну модель досліджуваного процесу; по-друге, вони незмінні при розв'язанні задачі аналізу; по-третє, вони є варіюваними у ході розв'язання задачі синтезу); H – технічні характеристики досліджуваного об'єкта; H^* – обмеження на технічні характеристики H ; L – оператор задачі аналізу фізико-механічного процесу або стану, що реалізу-

ється в ході експлуатації конструкції; f – зовнішні навантаження. Такий підхід дає можливість розповсюдити технологію традиційного оперування із параметрами на множині узагальнених параметрів.

Пропонується на початкових етапах проектних досліджень ставити і розв'язувати дві основні задачі: 1) визначення структури («скелета») Z тонкостінної конструкції у вигляді об'єднання серединних поверхонь її елементів; 2) обґрунтування раціонального розподілу товщини цих елементів $t(Z)$. У цьому контексті задача 1) є задачею структурної, а задача 2) – параметричної оптимізації, причому $t(Z)$ – розподілений узагальнений параметр. Виходячи з цього підходу, можна трансформувати початкову континуальну постановку задачі (1) у дискретну. Для цього слід ввести у розгляд, окрім дискретизації u, f, L , ще і дискретизацію множини узагальнених параметрів P . Зважаючи, що надалі розглядається задача параметричної оптимізації $t(Z)$, слід обмежитися саме дискретизацією цього розподіленого параметра. Якщо застосувати для цього метод скінченних елементів (МСЕ), то задачі «фізичної» і «параметричної» дискретизації виявляться природним чином пов'язаними. При цьому у співвідношеннях МСЕ, які формулюються, параметр $t(Z)$ автоматично буде присутнім у вигляді розподілу товщини скінченних елементів (СЕ) t_e . Тоді, не порушуючи стандартних процедур МСЕ, можна отримати явні або неявні залежності контрольованих величин, що визначають властивості досліджуваного об'єкта, від набору варіюваних параметрів. Так, якщо розглядати статичний і динамічний НДС тонкостінної конструкції, спектр її власних частот ω , і критичних зусиль Q_i (із умов втрати стійкості), то приходимо до відповідних систем рівнянь:

$$\begin{aligned} K \cdot u &= f; & M \ddot{u} + C \dot{u} + K u &= f(t); \\ \text{Det}(K - \omega^2 M) &= 0; & (K + \lambda_i S_1) \psi_i &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Тут K, M, C – матриці жорсткості, мас і демпфування скінченно-елементного ансамблю, що моделює початкову тонкостінну конструкцію; u, f – вектори вузлових навантажень і зовнішніх сил; S_1 – матриця початкових напружень; $\lambda_i - i$ -і власні значення за критерієм стійкості; $\psi_i - i$ -і форми втрати стійкості.

Залежності $K = K(t_e)$, $M = M(t_e)$, $C = C(t_e)$, $f = f(t_e)$ можна подати у околі деякої базової точки $t^{(0)}$ з достатнім ступенем точності у лінійному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} K(t) &\approx K(t^{(0)}) + K'(t^{(0)}) \cdot \alpha; & M(t) &\approx \\ &\approx M(t^{(0)}) + M'(t^{(0)}) \cdot \alpha; \\ C(t) &\approx C(t^{(0)}) + C'(t^{(0)}) \cdot \alpha; \\ f(t) &\approx f(t^{(0)}) + f'(t^{(0)}) \cdot \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де $\alpha = \left[(t_1 - t_1^{(0)})/t_1^{(0)}, (t_2 - t_2^{(0)})/t_2^{(0)}, \dots, (t_{N_e} - t_{N_e}^{(0)})/t_{N_e}^{(0)} \right]^T$,

$t^{(0)} = [t_1^{(0)}, t_1^{(0)}, \dots, t_{N_t}^{(0)}]^T$, $t = \{t_1, t_2, \dots, t_{N_t}\}^T$, а матриці K, M, C, K', M', C' і вектори f, f' не залежать від t .

У цьому випадку декларується справедливості лінеаризації властивостей СЕМ досліджуваного об'єкту в околі деякої точки $t^{(0)}$ багатовимірного параметричного підпростору, що дискретизує безперервно розподілений параметр $t(Z)$. Тут α – масив відносних (безрозмірних) величин, що характеризують міру зміни товщини окремих скінчених елементів. Маючи у розпорядженні подання (3) і підставляючи їх у співвідношення (2), можна стверджувати, що розв'язки задач (2) при варіюванні масиву параметрів t (а, значить, і α), з достатньою мірою точності подаються у вигляді лінійної залежності від ступеня їх варіювання:

$$\begin{aligned} u(\alpha) &\approx u(0) + \nabla_1(0) \cdot \alpha; \quad u(\alpha) \approx u(0) + \nabla_2(0) \cdot \alpha; \\ \lambda_j(\alpha) &\approx \lambda_j(0) + \nabla_j^1(0) \cdot \alpha; \quad \omega_i(\alpha) \approx \omega_i(0) + \nabla_3^i(0) \cdot \alpha; \\ & \quad i=1,2,\dots; \quad j=1,2,\dots \end{aligned} \quad (4)$$

Тут ∇_q ($q=1 \div 4$) – деякі матриці, що описують чутливість розв'язків до варіювання параметрів. Можна стверджувати, що співвідношення (4) задають потенційну можливість визначення відгуку досліджуваного процесу чи стану на зміну (варіювання) параметрів (чи безрозмірних мір їх варіювання). Пропонується альтернативний спосіб обчислення компонент матриць чутливості, вводячи у розгляд деяку характерну величину інтенсивності α_e^* (різну в загальному випадку для різних СЕ). Можна задати множину так званих «реперних» точок: $\alpha_e^* = \{0, 0, \dots, 0, \alpha_e^*, 0, \dots, 0\}^T$, де ненульовим компонентом масиву α_e^* є тільки компонент із номером τ . Тоді для обчислення компонент матриць чутливості $\nabla_q^{(\varphi, \psi)} \approx [u_\varphi(\alpha_e^*) - u_\varphi(0)] / \alpha_e^*$, ($q=1 \div 4$), $(\varphi, \psi) = 1 \div N_e$ можна використати їх скінченно-різницева апроксимацію. Тут $u_\varphi(\alpha_e^*)$ – «реперні» розв'язки, тобто чисельні розв'язки (2) при $\alpha = \alpha_e^*$.

Також у роботі розглядається як варіювана сама множина параметрів, а не тільки їх значення. Таким чином, вводиться принципово нова якість досліджень. Окрім визначення традиційної чутливості, також можна розрахувати чутливість «до поповнення» множини варіюваних параметрів. За рівнем цієї величини можна судити про її значимість, і, відповідно, поповнювати множину варіюваних параметрів, або ні.

Аналіз особливостей технічних рішень інноваційних ТСМБК демонструє, що до інноваційних конструкцій пред'являються не лише підвищені вимоги за характеристиками міцності, жорсткості і динамічними характеристиками, але і сама множина таких вимог надзвичайно зростає. У цьому сенсі різко розширюється і множина задач аналізу (причому різнотипних, а також у багатьох випадках зв'язаних між собою), і множина критеріїв, обмежень

при розв'язанні задач синтезу. Більш того, у таких умовах побудова традиційних оптимізаційних процедур не результативна. Більш доречні різні компромісні підходи із урахуванням варійованості та мінливості початкових даних, результуючих процесів, станів і характеристик. Це накладає відбиток і на самі ранні етапи проектування: вже початково необхідно закладати такі технічні рішення, які створять стартові переваги з точки зору інноваційності, а також потенційні можливості виконання усіх висунутих обмежень за рахунок відповідного параметричного синтезу.

Виходячи із цих міркувань, було розглянуто процес формування вихідних варіантів технічних рішень на характерному прикладі інноваційного вагону-цистерни для перевезення рідкої сірки. Були запропоновані рішення, що поліпшують техніко-економічні характеристики вагона-цистерни порівняно із аналогами.

Один з найважливіших аспектів – підвищення навантаження на вісь з 23,5 до 25,0 т. Це дає прибавку до маси бруто 6 тон. З урахуванням коефіцієнта тари вагону очікувана прибавка вантажопідйомності складає 3,5÷4,5 т. Проте вона недосяжна при використанні традиційних підходів. Це вимагає розробки нових методів розв'язання поставленої задачі.

З цією метою пропонується новий підхід. Він базується на узагальненому параметричному моделюванні ТСМБК [12]. Узагальненими параметрами виступають структура, проектно-технологічні рішення цих конструкцій, конструктивні параметри і експлуатаційні режими. При цьому забезпечується і розв'язання задач одиничного аналізу, і багатоваріантних досліджень, і обґрунтування раціональних проектно-технологічних рішень.

На розвиток відомих підходів розглянемо наступні узагальнення:

1. Нехай є не один об'єкт дослідження, а деяка їх множина $Z = \{z_1, z_2, \dots, z_{N_z}\}$. Тоді, індексуєчи усі співвідношення для попередніх співвідношень, отримуємо їх множину. У результаті можна поставити низку нових задач:

1.1 уніфікації: нехай для декількох об'єктів додатково встановлені обмеження типу

$$P_q^z = P_q^{z_i}; \quad q=1,2,\dots,N_{q_i}; \quad (z_i, z_j) \in Z, \quad (5)$$

тобто для двох (чи більше) об'єктів z_i і z_j необхідна ідентичність деякого проектно-технологічного рішення; тоді розв'язок P_q систем співвідношень (1)–(3) є обмеженнями типу (5), і замість оптимального розв'язку P^* отримується розв'язок P^{**} ;

1.2 доцільності: якщо, наслідуючи п. 1.1), розвивати уніфікацію ряду виробів Z , поширюючи її, з одного боку, на більшу кількість об'єктів (z_i, z_j, z_k, \dots) , а, з іншого, на більшу множину розв'язків (q_1, q_2, q_3, \dots) , будемо отримувати нові оптимальні розв'язки P^{**} , увівши у розгляд функцію «вигоди» від уніфікації

$$J = J_1 - J_2, \quad (6)$$

де J_1 – економія від введення уніфікації, а J_2 – додаткові витрати внаслідок введеної уніфікації, можна поставити задачі $J(P^u) \rightarrow \max$; $J(P^u) \geq 0$, з яких перша полягає у максимізації вигоди, а друга забезпечує зону беззбитковості;

1.3 **ефективності**: маючи на увазі можливі різні програми випуску різних виробів z_1, z_2, \dots , співвідношення (6) може зазнати модифікації $J(P^*) = \gamma_1 J_1(P^*) - \gamma_2 J_2(P^*)$, де γ_1, γ_2 – питомі ваги економії та збитків, що визначаються програмами випуску виробів, отримуємо зважену «оцінку ефективності».

2. Нехай є результати випробувань ряду об'єктів z_1, z_2, \dots . Маючи у розпорядженні результати проектних досліджень (індекс "K") і експериментально зафіксовані (індекс "E"), можна ставити наступні задачі:

2.1 **ідентифікація навантажень** F – $\|F^{(K)} - F^{(E)}\| \rightarrow \min$ (тут $\|F^{(K)} - F^{(E)}\|$ – деяка оцінка невідповідності результатів досліджень), тобто визначення уточненої оцінки реально діючих навантажень.

2.2 **верифікація** параметрів $P^* = O_z(P^*)$, тобто визначення такого набору параметрів P^* , який поготів задовольняє усім вимогам (1) з переважанням обмежень.

3. Нехай є низка спроектованих, випробуваних і сертифікованих об'єктів Z . Базуючись на цих даних, можна ставити задачі:

3.1 **прогнозування**: ґрунтуючись на наявній базі даних розв'язків (1), можна побудувати апроксимації Π , що пов'язують параметри P , характеристики H і функцію якості I , а потім оперативно, за цими апроксимаціями, спрогнозувати раціональні параметри для нового об'єкту, що не входить у набір Z : $P^\Pi = \Pi(H, I, F)$;

3.2 **відлаштування**: ґрунтуючись на результатах досліджень для набору об'єктів Z можна ставити задачі, наприклад, відлаштування від резонансних частот

$$\omega(p_0 + \Delta p) \approx \omega(p_0) + \nabla_{\omega} \cdot \Delta p \Rightarrow \Delta p = \nabla_{\omega}^{-1}(\omega^* - \omega(p_0)),$$

де $\nabla_{\omega, \sigma}$ – відповідно матриці чутливості власної частоти коливань ω до варіювання параметрів Δp , а ω^* – характеристики, які бажано досягти.

Здійснена також алгоритмізація запропонованих методів розрахунку НДС ТСМБК на основі поєднання переваг універсальних і спеціальних систем. Ці методологічні розробки є основою для розв'язання низки прикладних задач.

Результати чисельного аналізу НДС ТСМБК. Розглянемо низку прикладних задач для інноваційних вагону-цистерни, вагону-платформи, крана-перевантажувача.

При моделюванні НДС силових елементів конс-

трукції інноваційного вагону-цистерни (рис. 1) були враховані компоненти навантажень від квазістатичної сили розтягування та стиснення, від навантаження власною вагою та від дії ваги вантажу, від вертикального динамічного навантаження, від внутрішнього тиску пари вантажу тощо [13]. Зокрема, поздовжнє навантаження (квазістатична сила розтягування) складає до 3,5 МН, бічне навантаження – 201 кН, вертикальне динамічне навантаження – із коефіцієнтом динамічності 0,361, тиск пари рідини – до 0,6 МПа.

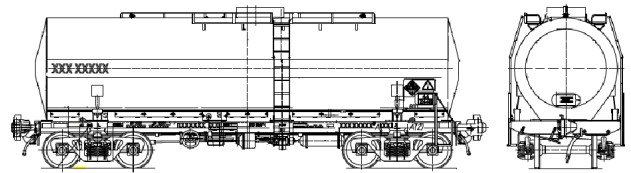


Рисунок 1 – Загальний вигляд вагону

Розрахункові напруження при нормативних режимах розрахунків було отримано шляхом прикладання до скінченно-елементної моделі СЕМ вагону більш ніж 20-ти комбінацій компонент навантажень. Контролювалися напруження у більш ніж 100 точках вагону-цистерни. Допустимі величини напружень для елементів вагона були прийняті відповідно до чинних нормативів для матеріалів, що застосовуються для виготовлення несучих елементів метало-конструкції вагона. Зокрема, для сталі 09Г2С допустимі напруження для різних режимів приймалися від 292,5 до 327,75 МПа, а для сталі 12Х18Н10Т – від 133,8 до 213,6 МПа. На рис. 2, а наведено як ілюстрацію розподіл еквівалентних напружень при сьомому розрахунковому випадку (ривок 2,5 МН). Для кожного із випадків будувалася діаграма розподілу еквівалентних за Мізесом напружень $\sigma_{екв}$ у контрольованих точках конструкції (див. рис. 2, б) наведено таку діаграму для сумісної дії подовжнього навантаження 3,5 МН, від дії власної ваги вагону та вантажу, а також внутрішнього тиску на цистерну 0,6 МПа).

За підсумками багатоваріантних досліджень рекомендовано набір параметрів, що відповідають комплексу чинних норм і критеріїв за показниками міцності. Найбільші напруження в елементах вагона виникають у випадку навантаження поздовжньою силою 3,5 МН. Найбільш навантаженими елементами є хребтова балка за шкворневою балкою ($\sigma_{екв} = 330$ МПа, $[\sigma] = 345$ МПа) та котел ($\sigma_{екв} = 203$ МПа, $[\sigma] = 211,5$ МПа). Рекомендований набір параметрів вагону-цистерни, що досліджувався, забезпечує міцність при дії статичних, динамічних і ударних навантажень протягом 32 років.

Також здійснено аналіз НДС і обґрунтування параметрів ТСМБК інноваційних вагонів-платформ за критерієм міцності та довговічності [4]. Для цього розв'язані наступні задачі:

- 1) обґрунтування загальнокомпонувальних рішень і очікуваних технічних характеристик інноваційного вагону-платформи;
- 2) визначення найбільш несприятливих режи-

мів навантаження;

3) аналіз впливу окремих параметрів на характеристики міцності силових елементів вагону-платформи та розробка рекомендацій із обґрунтування проектних параметрів інноваційного виробу;

4) аналіз НДС силових елементів вагону-платформи при різних варіантах поєднань експлуатаційних навантажень;

5) аналіз довговічності силових елементів вагону-платформи.

Загальнокомпонувальні рішення інноваційного вагону-платформи моделі 13–9990 обґрунтовано на базі узагальнення і вдосконалення досвіду проектування подібних виробів. Вагон-платформа призначена для транспортування контейнерів, колісної і гусеничної техніки і насипних вантажів. Інноваційними її характеристиками є підвищені габаритні розміри і

універсальність схем завантаження різними поєднаннями контейнерів. У силу цього традиційні рішення для подібних конструкцій, а також варіанти розрахункових схем навантаження вимагають коригування. На рис. 3 представлено загальний вигляд вагону-платформи. Його відповідні технічні характеристики: довжина вагону по осях зчеплення $2L_C = 14,22$ м, довжина вагону по кінцевих балках $L_k = 13$ м, довжина вагону між упорними плитами автотзчеплень $2L = 12,22$ м, база вагону $2l = 9,3$ м, відстань між центрами фітингу по ширині $l_{шф} = 2,259$ м, конструкційна швидкість руху $V = 33,3$ м/с. Матеріал елементів кузова і рами вагону і допустимі напруження для сталі 09Г2С – такі ж, як і для випадку вагона-цистерни (див. вище).

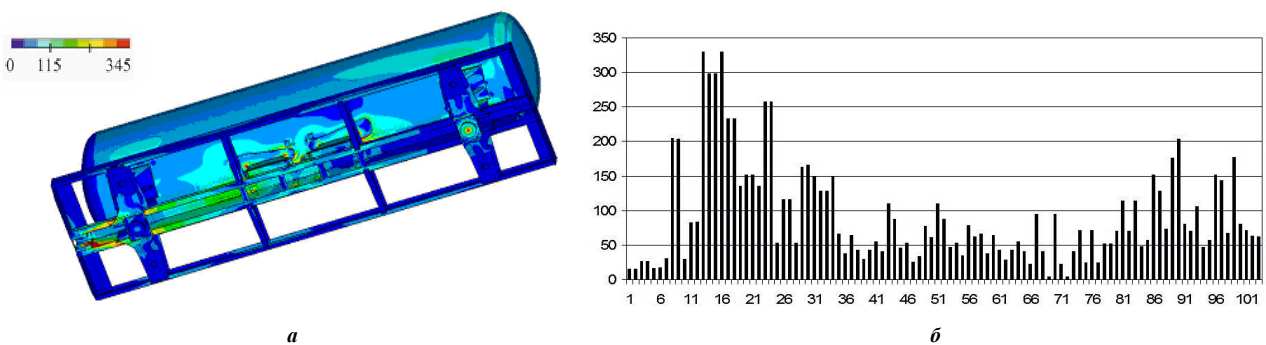


Рисунок 2 – Розподіли $\sigma_{екв}$ (МПа): а – розрахунковий випадок; б – діаграми розподілу в елементах конструкції (уздовж осі абсцис – номери точок контролю)



Рисунок 3 – Загальний вигляд рами вагону-платформи

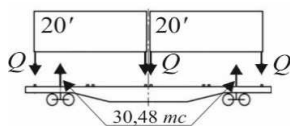


Рисунок 4 – Схема прикладення навантажень і обмежень

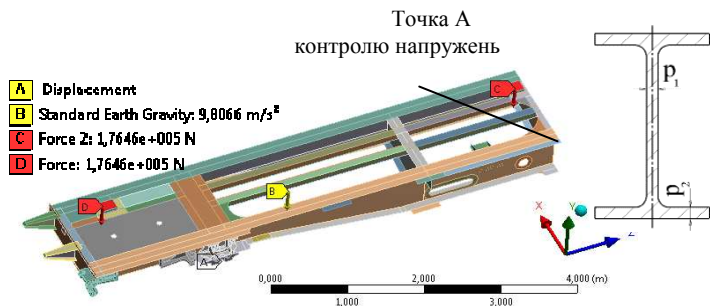


Рисунок 5 – Розрахункова модель (1/4 вагону) та параметри елемента хребтової балки вагону-платформи, що змінюються

Попередній аналіз дав змогу визначити найбільш несприятливі варіанти навантажень. Зокрема, розглядалася схема навантаження двома 20-ти футовими контейнерами (рис. 4, 5). Для варіювання було обрано товщину елементів хребтової балки – найбільш відповідального елемента силової структури (див. рис. 5). Параметри p_1 і p_2 змінювались у діапазонах відповідно $6,5 \div 15,5$ мм і $9,5 \div 24,5$ мм. На базі розрахунків побудовані поверхні відгуку переміщень і максимальних еквівалентних напружень. На рис. 6 наведено відповідну поверхню відгуку та розподіл напружень для значень параметрів $p_1 = 15,5$ мм та $p_2 = 9,5$ мм.

Розглядався також другий варіант навантажен-

ня – при розміщенні 40-футового контейнера. Третій варіант НДС – навантаження рівномірним навантаженням 60 тон для середньої ділянки подовжніх балок, яке розподілено на довжині 4,3 м, що відповідає довжині опорної поверхні важкої гусеничної техніки.

З точки зору пошуку несприятливих поєднань навантажень у загальному випадку варіювання проектних параметрів p_1 , p_2 побудовано цільові функції $\sigma_{екв \max} = \sigma_{екв \max}(p_1, p_2, n_v)$. Тут n_v – номер варіанту навантаження. На рис. 7 наведено графік розподілу функцій $\sigma^N = \sigma_{екв \max}(p_1, p_2, n_v)$. Видно, що найбільш несприятливим в діапазоні варіювання проектних па-

раметрів, що представляє інтерес ($p_1 > 9 \cdot 10^{-3}$ м, $p_2 < 18 \cdot 10^{-3}$ м), є третій варіант навантаження. У іншій області варіювання параметрів p_1, p_2 несприятливим є перший варіант навантаження. Функцію відгуку можна побудувати з верхніх пелюсток окремих поверхонь, представлених на рис. 7. Таким чином, саме такий варіант навантаження необхідно реалізувати при чисельних дослідженнях і експериментальних випробуваннях вагону-платформи. За поверхнею відгуку, що є

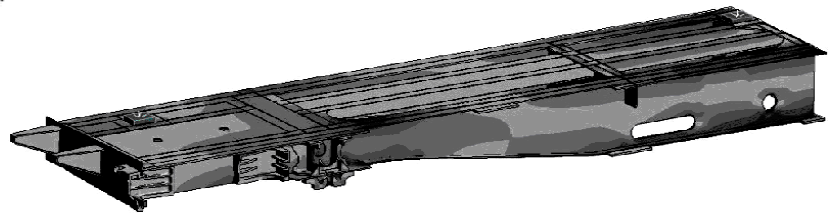
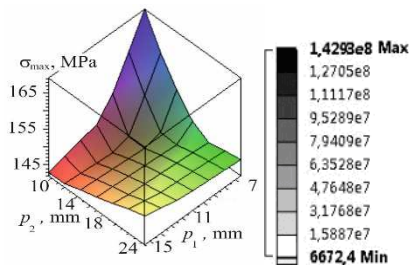


Рисунок 6 – Величини максимальних $\sigma_{екв\ max}$ при варіюванні параметрів хребтової балки вагону-платформи та розподіл напружень у платформі (Па)

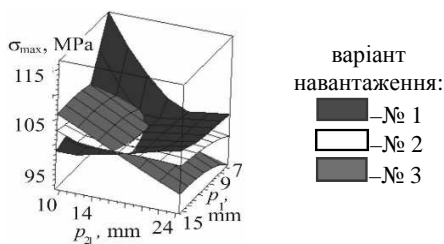


Рисунок 7 – Функції $\sigma_{екв\ max}$ у разі різних варіантів навантаження конструкції

Для проведення розрахунку інноваційної конструкції вагону-платформи з рекомендованими параметрами МСЕ створена її розрахункова модель. На рис. 8 – ілюстрація НДС рами при дії поздовжнього навантаження 3,0 МН. При цьому $\sigma_{екв\ max}$ у хребтовій балці не перевищують 243 МПа. Із отриманих результатів розрахунку випливає, що напруження в усіх елементах рами вагону-платформи універсальної моделі 13–9990 та її модифікації при рекомендованих параметрах при усіх розрахункових режимах не перевищують допустимих. Також було проведено аналіз довговічності рами шляхом осереднення циклічного навантаження із урахуванням імовірних значень коефіцієнтів динаміки на різних його циклах. Для оцінки опору втомі було здійснено також перерахунок амплітуд ударних сил з урахуванням їх статистичного розподілу. З урахуванням дії на вагон двох спектрів поєднання навантажень (поздовжні та вертикальні навантаження) визначено термін служби вагону-платформи – 32 роки. У результаті забезпечено технічні характеристики інноваційного вагону-платформи, які перевершують показники попередників і аналогів [14].

Також було здійснено чисельне дослідження НДС силових елементів крана-перевантажувача з підвищеними технічними характеристиками [15–17].

Об'єднанням вище розташованих фрагментів (пелюсток) сімейства поверхонь, які представлено на рис. 7, побудовано апроксимуючу поверхню відгуку. За допомогою методу покоординатного спуску був проведений пошук раціонального технічного рішення. Для вагону-платформи з рекомендованими параметрами було проведено аналіз НДС при різних варіантах навантаження.

Традиційне компонування мостового крану-перевантажувача припускає наявність масивної основної балки, якою переміщається візок грейфера разом з вантажем, що транспортується. Ця балка є, як правило, тонкостінною коробчастою багатосекційною конструкцією. Для її зміцнення та посилення над балкою створюється шпренгельна система – сукупність стійок і розкосів, що утворюють просторову (також тонкостінну) рамну конструкцію (рис. 9), на рис. 10 – ілюстративний розподіл напружень у крані-перевантажувачі. Основна балка і шпренгельна система спільно утворюють верхню частину конструкції крану, яка в основному визначає міцність, навантажувальну здатність, властивості деформування та довговічність виробу в цілому.

Таким чином, при розробці інноваційних кранів-перевантажувачів основна увага зосереджена на обґрунтуванні проектних параметрів силових елементів надбудови. За рахунок цілеспрямованого перерозподілу матеріалу балки крана-перевантажувача в шпренгельну систему вдалося на 15÷25 % знизити металоемність конструкції крану, підвищити його вантажопідйомність і термін служби. Розроблені моделі та рекомендації передані для використання у виробництві.

Результати розрахункових та експериментальних досліджень інноваційних ТСМБК. Для оцінки ефективності розроблених моделей та програмних засобів було здійснено експериментальні дослідження вагону-цистерни, вагону-платформи і крана-перевантажувача, які спроектовано і виготовлено на основі впровадження рекомендацій за підсумками здійснених досліджень.

Експериментальні дослідження вагону-цистерни. У процесі експериментальних досліджень міцності вагону-цистерни реєструвалися (рис. 11): горизонтальні (рамні) сили, що діють від колісної пари на рейки; коефіцієнти вертикальної динаміки необресорених

(бічна рама) частин візка; коефіцієнт динаміки надресорної балки; вертикальні і горизонтальні прискорення кузова. Випробування здійснювались у навантаженому і порожньому режимах. До початку проведення випробувань вагон було обладнано первинними вимірювальними перетворювачами і пристосуваннями для фіксації досліджуваних величин і процесів. Схеми установки і з'єднань тензорезисторів наведено на рис. 11. При проведенні випробувань датчики встановлювались на бічні рами і надресорні балки двох візків. Необхідний

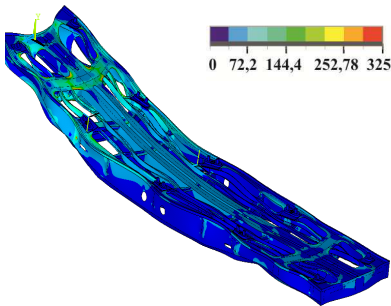


Рисунок 8 – Еквівалентні напруження (МПа) у рамі вагону-платформи від дії поздовжнього навантаження 3,0 МН

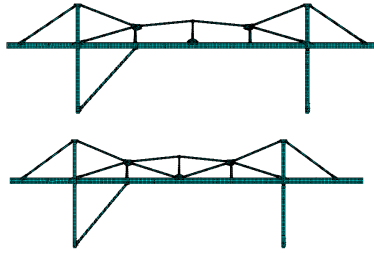


Рисунок 9 – Варіанти конструктивного виконання надбудови кранів-перевантажувачів: верхній – традиційний; нижній – інноваційний

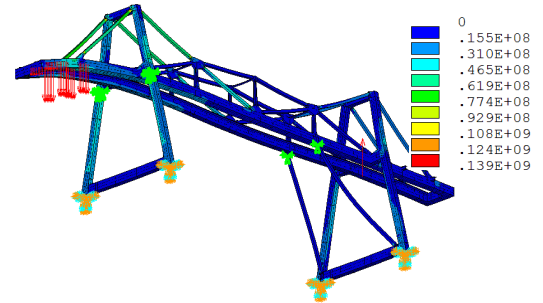


Рисунок 10 – Еквівалентні напруження за Мізесом (Па) в елементах верхньої надбудови крану-перевантажувача – візок на шарнірній консолі

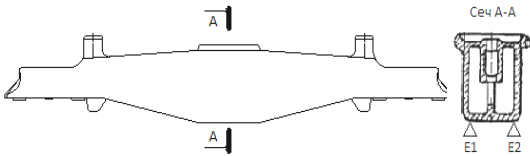


Рисунок 11 – Схема установки і з'єднання тензорезисторів для визначення коефіцієнтів вертикальної динаміки в перерізах надресорної балки візка

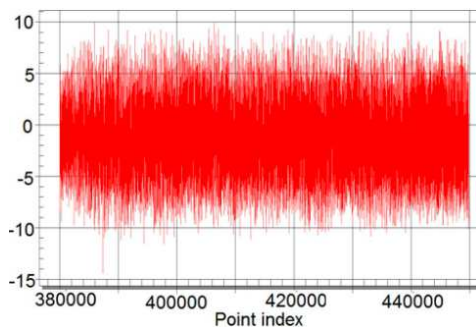


Рисунок 12 – Осцилограма, що характеризує дію бічних сил на раму вагона (вісь абсцис – номери точок запису із дискретизацією 0,125 с, вісь ординат – зусилля, кН)

На підставі висновків за оцінкою міцності і динамічних якостей дослідного зразка чотиривісний вагон-цистерна для сірки розплавленої моделі 15–9544 з параметрами, які рекомендовано на основі проведених раніше чисельних досліджень, відповідає вимогам чинних норм для розрахунку і проектування вагонів залізниць колії 1520 мм (несамохідних) з урахуванням діючих швидкісних обмежень. Отримано задовільну відповідність із даними чисельних досліджень (відмінність резуль-

масив експериментальної інформації про досліджувані величини при ходових динамічних випробуваннях утворився шляхом послідовного набору записів (реалізації) процесів при різних швидкостях і режимах руху потягу як на характерних заздалегідь вибраних (намічених), так і на випадкових (довільно змінюваних) відрізках залізничної колії. Як приклад – осцилограма на рис. 12.

татів за напруженнями не перевищує 10-15%).

Експериментальні дослідження вагону-платформи. Також були здійснені та описані розширені дослідження на міцність і динамічні дослідження при експериментальних випробуваннях довгобазних платформ.

Необхідно відмітити, що кінцевою метою комплексу сертифікаційних випробувань, що проводяться на заключних стадіях створення нових перспективних зразків вантажного рухомого складу, є підтвердження відповідності їх ходових, динамічних характеристик і характеристик міцності вимогам чинних норм. У той же час, окрім виконання своєї базової задачі, яка розуміється у вузькому сенсі як випробування на міцність, ці дослідження можуть виконувати задачі у більш широких межах обсягів.

Дійсно, комплекси ходових, динамічних випробувань і випробувань на міцність, які здійснюються, регламентовано чинними методиками і документами. У той же час вони задають, так би мовити, тільки нижню межу обсягу випробувань, мінімальний обсяг інформації і необхідний набір результатуючих висновків. При цьому не існує обмежень «зверху» на обсяг досліджень, що здійснюються. Таким чином, паралельно з мінімально необхідним обсягом випробувань і результатів, які отримуються за існуючими методиками, можна отримати додатковий обсяг інформації. Це – перший напрям розвитку традиційних підходів. Він полягає в отриманні максимально можливого обсягу дослідницької інформації при одиничних випробуваннях того чи іншого зразка виробу. Інший, не менш важливий напрям, – аналіз, систематизація і узагальнення великого обсягу дослідницької інфо-

рмації, яка накопичена при проведенні випробувань серії виробів. Обґрунтування стратегії взаємозгодження при здійсненні, з одного боку, регламентованих необхідних випробувань, а, з іншого, – бажаних додаткових досліджень об'єктів у вигляді інноваційних ТСМБК, здійснено на прикладі вагону-платформи. Випробування платформи (рис. 13) здійснене за такою ж методикою, як і вагона-цистерни [18].



Рисунок 13 – Загальний вигляд рами вагону-платформи моделі 13-9975

Після обробки даних отримані результати за максимальними динамічними еквівалентними напруженнями при ходових випробуваннях. Установлено, що максимальні їх динамічні значення у елементах рами вагону-платформи в порожньому режимі не перевищують 18,4 МПа, у навантаженому режимі – 30,0 МПа, а статичні не перевищують 108,2 МПа у порожньому режимі та 210,0 МПа – у навантаженому. Аналіз міцності конструкції різних схем завантаження довгобазної платформи дав можливість виявити найбільш несприятливі зони з точки зору згинних моментів і напружень. Стосовно цієї довгобазної платформи найбільш небезпечними зонами є середня і консольна частини в зоні

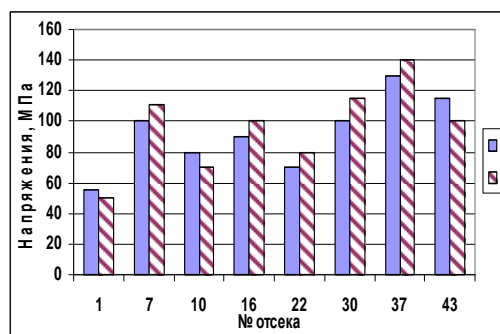
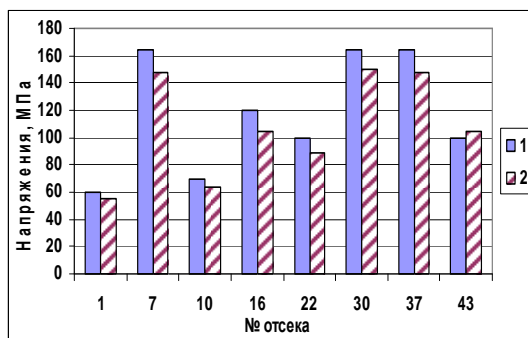


Рисунок 14 – Результати розрахункових та експериментальних досліджень НДС крана-перевантажувача: 1 – експериментальні дані магнітного контролю; 2 – результати проведеного чисельного експерименту

Отримані результати свідчать про те, що спостерігається задовільна відповідність результатів чисельних і експериментальних досліджень (відмінність не перевищує $10 \div 15$ %).

Висновки. Робота містить розв'язок актуальної та важливої науково-практичної задачі динаміки та міцності машин – розробка нових підходів, методів і моделей для проектного забезпечення міцності інноваційних тонкостінних машинобудівних конструкцій із підвищеними технічними характеристиками.

У роботі отримано наступні результати:

1. На основі параметричного моделювання розроблено новий підхід до проектного забезпечення

змінного перерізу бічних балок, а найбільш несприятливі схеми завантаження – 20-тифутовими контейнерами – 5,4–29,4 – 29,4–5,4 тон) і 40-кафутовими контейнерами – 34,75–34,75 тони.

Розрахунково-експериментальні дослідження НДС крана-перевантажувача [19, 20]. Серед ТСМБК є широкий клас конструкцій, які представляють не лише потенційні можливості дослідження впливу варійованих параметрів на НДС їх основних елементів, але і є нормативно обмеженими. Йдеться про вимоги, наприклад, до підйомно-транспортних машин, до яких пред'являються нормативні вимоги за періодичними обстеженнями їхнього корозійного стоншування, НДС, наявності товщин і перевірки навантажувальної здатності. Великий масив даних, що отримуються в ході таких багаторічних обстежень, можна використати також і для оцінки точності та достовірності запропонованих в роботі методів і моделей. Зокрема, для таких цілей були залучені результати обстежень кранів-перевантажувачів фірми TAKRAF та «Азовмаш» (рис. 14). На основі цих даних були реалізовані наступні етапи досліджень: чисельний аналіз НДС конструкції мостового крана-перевантажувача при номінальних проектних параметрах; розрахунково-експериментальний аналіз НДС крана-перевантажувача при реально зафіксованій товщині силових елементів крана; порівняння отриманих результатів і визначення адекватності розроблених моделей, точності отриманих результатів і достовірності рекомендацій, які розробляються на цій основі.

міцності інноваційних ТСМБК, який, на відміну від традиційних, містить два етапи. На першому етапі на основі евристичних прийомів та із урахуванням досвіду аналогічних проектів розробляється структура та загальнокомпонувальні рішення інноваційних виробів, а на другому – здійснюється досягнення проектних критеріїв і обмежень шляхом цілеспрямованого варіювання проектно-технологічних параметрів. Таке поєднання неформалізованих і формалізованих складових дає можливість (порівняно з традиційними методиками) приймати більш досконалі технічні рішення.

2. Удосконалено підхід до апроксимації функції відгуку на основі комбінації переваг технологій

«чорної» скриньки і «прозорої» скриньки. На відміну від них, пропонується підвищувати ступінь дискретизації зон пошуку за ходом ітераційного процесу уточнення поточного наближення розв'язку, разом із цим змінюючи область уточнення дискретизації до цього поточного наближення. Виходить двоєдиний процес, який, на відміну від традиційних підходів, має підвищену швидкість збіжності та прийнятну точність. Крім того, ця технологія так званої «сірої» скриньки доповнена можливістю корекції складу параметричного простору вже у ході розв'язання. Для цього пропонується регулярно розраховувати чутливість контрольованих критеріальних і обмежувальних величин до варіювання розширеної множини параметрів. За результатами розрахунків чутливостей визначається поточна множина значимих параметрів, на якій і здійснюється наступний раунд уточнення поточного розв'язку, а значення інших параметрів «заморожуються». Таким чином, процес уточнення поточного розв'язку адаптується за складом параметричного простору, зберігаючи в ньому значимі компоненти. Це також підвищує ефективність чисельного уточнення поточного розв'язку.

3. На прикладі низки виробів (вагон-цистерна, вагон-платформа, кран-перевантажувач) встановлено залежності контрольованих характеристик (напруження, маса, пружні переміщення тощо) від варіюваних параметрів (наприклад, розміри у плані, у перерізі і за товщиною елементів ТСМБК). Шляхом цілеспрямованого варіювання параметрів визначається їх раціональне поєднання, а, відповідно, і рекомендації із проектно-технологічних рішень. У результаті обґрунтовуються нові технічні рішення інноваційних виробів, у яких ТСМБК є силовими елементами. Крім того, до складу критеріальних та обмежувальних величин вводиться, окрім нормативно запропонованих, ще і низка додаткових, які характеризують вимоги експлуатанта щодо умов роботи, експлуатаційних витрат, енергоефективності тощо. У результаті отримане рішення носить не вузький, а комплексний техніко-економічний характер, що в цілому відображає сенс пошуку інноваційних (у різних аспектах і зрізах) рішень для тонкостінних машинобудівних конструкцій.

4. У ході розв'язання прикладних задач рекомендовано нові технічні рішення, які захищені відповідними патентами, і визначено нові проектно-технологічні параметри низки тонкостінних машинобудівних конструкцій інноваційних виробів. Зокрема, для вагону-цистерни для перевезення сірки розплавленої і вагону-платформи універсальної забезпечується рівень еквівалентних напружень при різних варіантах поєднань навантажень із запасом 1,1÷1,5 порівняно із допустимими за нормативами, запасом за стійкістю до перекидання – 1,4÷1,7, запасом за втратою стійкості – 1,7÷3,5. При цьому металоемність конструкції знижено на 8–10% порівняно із аналогами, коефіцієнт тари знижено до 0.35–0.4, що знаходиться на рівні кращих світових зразків.

Довговічність конструкцій забезпечується упродовж 27–32 років експлуатації, що на 15–25% вище, ніж у попередніх конструктивних рішень конкуруючих розробників. Для крану-перевантажувача підвищено вантажопідйомність на 25% – із 20 т до 25 т, збільшено термін служби – з 20 років до 25 років, на 8% знижено металоемність конструкції порівняно із аналогами.

5. Здійснено розрахунково-експериментальні дослідження низки виробів, які виготовлено за рекомендаціями, що з'явилися в ході досліджень. Установлено, що одержані результати чисельних та експериментальних досліджень перебувають у задовільній відповідності, відмінність між ними не перевищує 8÷15%. При цьому, на відміну від традиційних підходів, розроблено вдосконалений метод розрахунково-експериментальної верифікації розрахункових моделей досліджуваних об'єктів. Він полягає у тому, що поєднуються сертифікаційні (чи інші обов'язкові) випробування дослідного (чи серійного) зразка інноваційного виробу і розрахунково-експериментальні дослідження. На об'єкт додатково встановлюються датчики (тензо-, акселерометри тощо), свідчення яких порівнюються з розрахунково прогнозованими величинами і розподілами. Крім того, уточнюється величина та характер просторово-часового розподілу навантаження. Така організація розрахунково-експериментальних досліджень спрямована на отримання максимально можливого обсягу інформації при здійсненні планових випробувань. Більш того, вона органічно поширюється не лише на одиничні об'єкти, але і на їх серії. Таким чином, відбувається поєднання переваг оперативності та точності, причому тим істотніше, чим більша серія виробів. Це є принциповою і важливою перевагою запропонованого варіанту розрахунково-експериментального методу досліджень сучасних інноваційних тонкостінних машинобудівних конструкцій.

У подальшому планується розширити множини досліджуваних інноваційних ТСМБК.

Список літератури

1. ДСТУ 33211:2017 Вагони вантажні. Вимоги до міцності та динамічних якостей. Державне підприємство «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості». З наданням чинності від 2017-07-01.
2. Лозбинев В. П. Анализ факторов обеспечения работоспособности несущих элементов кузовов вагонов. *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2015. № 3 (47). С. 52–56.
3. Фомін О. В. Визначення перспективних напрямків проектування несучих систем у вантажному вагонобудуванні. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. Харків, 2012. № 3/7(57). С. 32–35.
4. Lvov G., A. Pupazescu, D. Beschetikov, M. Zaharia Buckling analysis of a thin-walled cylindrical shell strengthened by fiber - Reinforced polymers. *Materiale Plastice*. 2015. Vol. 52, no. 1. pp. 28–31.
5. Altenbach H., G. Lvov, K. Naumenko, V. Okorokov Consideration of damage in the analysis of autofrettage of thick-walled pressure vessels. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2016. Vol. 230 no. 20. pp. 3585–3593.

6. Daryazadeh S., G. Lvov, S.R. Kiahosseini A numerical method of calculation of total stress in reinforced plates with pressurized hole. *International Journal of Modelling and Simulation*. 2015. Vol. 35, no. 1. pp. 7–12.
7. Asmolovskiy N., A. Tkachuk, M. Bischoff Numerical approaches ton stability analysis of cylindrical composite shells based on load imperfections. *Engineering Computations (Swansea, Wales)*. 2015. Vol. 32, no. 2. pp. 498–518.
8. Bokov I.P., E. A. Strelnikova Construction of fundamental solution of static equations of medium-thickness isotropic plates. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2015. Vol. 4, no. 7(76). pp. 27–33.
9. Awrejcewicz J., L. Kurpa, A. Osetrov Investigation of the stress-strain state of the laminated shallow shells by R-functions method combined with spline-approximation. *ZAMM Zeitschrift fur Angewandte Mathematik und Mechanik*. 2011. Vol. 91, no. 6. pp.458-467.
10. Tkachuk M., M. Bondarenko, A. Grabovskiy, A. Vasiliev, R. Sheychenko, R. Graborov, V. Posohov, E. Lunyov, A. Nabokov Thin-walled structures: analysis of the stressed-strained state and parameter validation. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. – Харків: УДАЗТ. 2018. № 1/7 (91). С. 18–29.
11. Чубань М.А., Р.И.Шейченко, Р.В. Граборов Модели аппроксимации поверхности отклика в оптимизационных исследованиях машиностроительных конструкций. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – Харків: НТУ «ХПІ». 2015. № 62. С. 46–51.
12. Ткачук Н.А., Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной, Е.А. Орлов, Н.Н. Ткачук Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания. *Механіка та машинобудування*. 2006. № 1. С.57–79.
13. Шейченко Р.И., Н. А. Ткачук, М. А. Бондаренко, Е.А. Лунев Численное моделирование напряженно-деформированного состояния инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 12. С. 137–145.
14. Пат. на корисну модель UA 97543 U, МПК B61D 3/00, B61F 1/08. *Багатоцільовий залізничний вагон-платформа / С.О.Шпак, А.Д.Чепурний, О.В.Литвиненко, Л.Ю.Полетун, А.П.Копілаш, Р.І.Шейченко, О.К.Шевченко; Власник ООО УК «РейлТрансХолдинг»*, заявл. 01.09.2014; опубл. 25.03.2015. – Бюл. № 6.
15. Гусев Ю.Б., А.Ю. Танченко К вопросу об оптимальном синтезе элементов мостовых перегружателей. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – Харків: НТУ «ХПІ». 2008. № 9. С. 43–66.
16. Гусев Ю.Б. Общий подход к обеспечению долговечности, работоспособности и нагрузочной способности мостовых перегружателей. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2008. № 3/1(33). С. 39–45.
17. Orobey V., O. Daschenko, L. Kolomiets, O. Lymarenko, Y. Ovcharov Mathematical modeling of the stressed- deformed state of circular arches of specialized cranes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Applied mechanics*. 2017. Vol. 5. No 7 (89). С. 4–10.
18. Чепурной А.Д., В.И. Сенько, С.В.Макеев, Р.И.Шейченко, Р.В. Граборов, Н.А.Ткачук Методологические основы расширенных прочностных и динамических исследований при испытаниях длиннобазных платформ. *Механіка та машинобудування*. – Харків: НТУ «ХПІ». 2015. №1. С. 67–81.
19. Гусев Ю.Б., Р.И. Шейченко, Р.В. Граборов, М.А. Бондаренко, А.Ю. Танченко, Н.А. Ткачук, А.В. Набоков, Е.О. Лунев Компьютерное моделирование в процессе обоснования технических решений при проектировании инновационных изделий. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 5. С. 95–107.
20. Гусев Ю.Б., Р.И. Шейченко, Н.А. Ткачук, А.Ю. Танченко, А.В. Грабовский, А.В. Набоков, М.А. Бондаренко, А.М. Головин, В.В. Шеманская Экспериментальные исследования тонкостенных конструкций. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 14. С. 140–155.
21. Derzhavne pidpriyemstvo «Ukrainskyi naukovo-doslidnyi i navchalnyi tsentr problem standartyzatsii, sertyfikatsii ta yakosti» [State Enterprise "Ukrainian Research and Training Center for Standardization, Certification and Quality"]. Z nadanniam chynnosti vid 2017-07-01.
22. Lozbynev V. P. Analiz faktorov obespecheniya rabotosposobnosti nesushchykh elementov kuzovov vahonov [Factors analysis of operating capacity providing for car bodies carriers] *Vestnyk Brianskoho hosudarstvennogo tekhnicheskoho unyversytetu* [Bulletin of the Bryansk State Technical University], Briansk, 2015, no. 3 (47), pp. 52–56.
23. Fomin O.V. Vyznachennia perspektyvnykh napriamkiv proektuvannia nesuchykh system u vantazhnomu vahonobuduvanni [Determination of perspective directions of bearing systems design in freight wagon construction], *Східно-Європейський журнал передових технологій* [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies], Kharkiv, 2012, no. 3/7(57), pp. 32–35.
24. Lvov G., Pupazescu A., Beschetikov D., Zaharia M. Buckling analysis of a thin-walled cylindrical shell strengthened by fiber - Reinforced polymers. *Materiale Plastice*, 2015, Vol. 52 no. 1, pp. 28–31.
25. Altenbach H., Lvov G., Naumenko K., Okorokov V. Consideration of damage in the analysis of autofrettage of thick-walled pressure vessels. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2016, Vol. 230 no. 20, pp. 3585–3593.
26. Daryazadeh S., Lvov G., Kiahosseini S.R. A numerical method of calculation of total stress in reinforced plates with pressurized hole. *International Journal of Modelling and Simulation*, 2015, vol. 35, no. 1, pp. 7–12.
27. Asmolovskiy N., Tkachuk A., Bischoff M. Numerical approaches ton stability analysis of cylindrical composite shells based on load imperfections. *Engineering Computations (Swansea, Wales)*, 2015, vol. 32, no. 2, pp. 498–518.
28. Bokov I.P., Strelnikova E. A. Construction of fundamental solution of static equations of medium-thickness isotropic plates. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2015, vol. 4, no. 7(76), pp. 27–33.
29. Awrejcewicz J., Kurpa L., Osetrov A. Investigation of the stress-strain state of the laminated shallow shells by R-functions method combined with spline-approximation. *ZAMM Zeitschrift fur Angewandte Mathematik und Mechanik*, 2011, vol. 91, no. 6, pp. 458–467.
30. Tkachuk M. Thin-walled structures: analysis of the stressed-strained state and parameter validation / M. Tkachuk, M. Bondarenko, A. Grabovskiy, A. Vasiliev, R. Sheychenko, R. Graborov, V. Posohov, E. Lunyov // *Східно-Європейський журнал передових технологій* [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies], Kharkiv, UDAZT, 2018, no.1/7 (91), pp. 18–29.
31. Chuban M.A., Sheichenko R.Y., Hraborov R.V. Modely approksymatsyy poverkhnosti otklyka v optymyzatsyonnikh yssledovaniakh mashynostroytelnykh konstruktsiyi [Approximation models of response surface in machine-building constructions optimization studies], *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»* [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute], Kharkiv, NTU «KhPI» Publ., 2015, no. 62, pp. 46–51.
32. Tkachuk N.A., Hrytsenko H.D., Chepurnoi A.D., Orlov E.A., Tkachuk N.N. Konechno-elementnie modely elementov slozhnykh mekhanicheskyykh system: tekhnolohiya avtomatyzirovannoi generatsyy u parametryzovannoho opysanyia [Finite elemental models of elements of complex mechanical systems: automated generation technology and parametric descriptions], *Mekhanika ta mashynobuduvannia* [Mechanics and machine building], 2006, no. 1, pp. 57–79.
33. Sheychenko R.Y., Tkachuk N. A., Bondarenko M. A., Lunev E.A. Chylennoe modelyrovanye napriazhenno-deformirovannoho sostoiannya ynnovatsyonnikh tonkostennikh mashynostroytelnykh konstruktsiyi [Numerical modeling of stress-strain state of innovative thin-walled engineering constructions], *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*, [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute], Kharkiv: NTU «KhPI» Publ., 2017, no. 12, pp. 137–145.
34. Shpak S.O., Chepurnyi A.D., Lytvy-nenko O.V., Poletun L.Iu., Kopilash A.P., Sheychenko R.I., Shevchenko O.K. Pat. na korysnu model UA 97543 U, МПК B61D 3/00, B61F 1/08.

References (transliterated)

1. DSTU 33211:2017 *Vahony vantazhni. Vymohy do mitsnosti ta dynamichnykh yakosteï* [Freight cars. Requirements for durability

- Bahatotsilovyi zaliznychnyi vahon-platforma [Multipurpose railway carriage platform], Vlasnyk OOO UK «RieilTransKholdinh», zaiavl. 01.09.2014; opubl. 25.03.2015, Biul. no. 6.
15. Husev Yu.B., Tanchenko A. Yu. K voprosu ob optymalnom synteze elementov mostovikh perehruzhatelei [On the question of optimal synthesis of bridge overloaders elements], *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «Kharkivskiy politekhnichnyi instytut»* [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute], Kharkiv: NTU «KhPI», 2008, no. 9, pp. 43–66.
16. Husev Yu. B. Obshchyyi podkhod k obespecheniyu dolhovechnosti, rabotosposobnosti y nahruzochnoi sposobnosti mostovikh perehruzhatelei [General approach for durability, operating capacity and load capacity ensuring of bridge overloaders], *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovikh tekhnolohiyi* [Eastern-European Journal of Enterprise Technologies], 2008, no. 3/1 (33), pp. 39–45.
17. Orobey V., Daschenko O., Kolomiets L., Lymarenko O., Ovcharov Y. Mathematical modeling of the stressed-deformed state of circular arches of specialized cranes, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2017, vol. 5, no. 7 (89), pp. 4–10.
18. Shepurmoi A.D., Senko V.Y., Makeev S.V., Sheychenko R. I., Hraborov R.V., Tkachuk N.A. Metodolohycheskye osnovy rasshyrennikh prochnostnikh y dynamycheskykh yssledovaniy pry yspytaniyakh dlynnobaznykh platform [Methodological bases of extended strength and dynamic research in tests of long-base platforms], *Mekhanika ta mashynobuduvannya* [Mechanics and machine building], Kharkiv: NTU «KhPI», 2015, no. 1, pp. 67–81.
19. Husev Yu.B., Sheychenko R.I., Hraborov R.V., Bondarenko M.A., Tanchenko A.Yu., Tkachuk N.A., Nabokov A.V., Lunev E.O. Kompiuternoe modelyrovanye v protsesse obosnovaniya tekhnicheskikh resheniy pry proektyrovanyi ynnovatsyonnikh yzdelyi [Computer modeling in process of technical solutions justification in innovative products design], *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «Kharkivskiy politekhnichnyi instytut»* [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute], Kharkiv: NTU «KhPI» Publ., 2017, no. 5, pp. 95–107.
20. Husev Yu.B., Sheychenko R.Y., Tkachuk N.A., Tanchenko A.Iu., Hrabovskiy A.V., Nabokov A.V., Bondarenko M.A., Holovyn A.M., Shemanskaia V.V. Eksperymentalnie yssledovaniya tonkostennikh konstruksiyi [Experimental studies of thin-walled structures], *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «Kharkivskiy politekhnichnyi instytut»* [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute], Kharkiv: NTU «KhPI» Publ., 2017, no. 14, pp. 140–155.

Надійшла (received) 01.12.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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.

Шейченко Роман Ігорович (Шейченко Роман Игоревич, Sheychenko Roman) – головний конструктор проекту вагонів-цистерн ТОВ Науково-інженерний центр КК «РейлТрансХолдинг»; м. Маріуполь, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-7925-3673>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: sheychenko@urtg.net.

Бондаренко Марина Олександрівна (Бондаренко Марина Александровна, Bondarenko Maryna) – кандидат технічних наук (PhD.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», молодший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-1856-3648>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola) – кандидат технічних наук (PhD.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org.

Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andriy) – кандидат технічних наук (PhD.), 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>; тел.: (057) 707-61-66; e-mail: Grabovskiy@tmm-sapr.org.

Танченко Андрій Юрійович (Танченко Андрей Юрьевич, Tanchenko Andriy) – кандидат технічних наук (PhD.), 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/0000-0002-0388-0192>; тел.: (057) 707-61-66; e-mail: ATanchenko@tmm-sapr.org.

Шеманська Вікторія Вікторівна (Шеманская Виктория Викторовна, Shemanska Viktoriia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент гр. МІТ-866(ТМ) кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-02.

Хлань Олександр Володимирович (Хлань Александр Владимирович, Khlan Oleksandr) – генеральний директор ДП «Завод ім. В.О. Малишева», м. Харків, Україна; тел. (057) 7076902, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Шуть Олександр Юрійович (Шуть Александр Юрьевич, Shut Oleksandr) – заступник головного інженера, ДП «Завод ім. В.О. Малишева»; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-02.

Малакей Андрій Миколайович (Малакей Андрей Николаевич, Malakei Andrii) – державне підприємство «Завод імені В.О. Малишева», м. Харків; заступник генерального директора з якості, тел. (057) 784-40-08, e-mail: kanc@malyshev.kharkov.ua