

спрацювання, а також зниженню механічних властивостей матеріалів, з яких виготовлені елементи машин (далі в роботі цей комплекс чинників об'єднується під одним терміном „деградації властивостей”). Важливою обставиною є саме сумісний і взаємозв'язаний вплив цих чинників на експлуатаційні показники машини. Традиційно при проектуванні машин даного класу враховуються міцність, жорсткість, навантажувальна здатність і довговічність, що визначаються за *початковим їхнім станом*. Проте спільний взаємозв'язаний вплив різних експлуатаційних чинників і процесів порушує початковий стан машини, що насамперед позначається на розподілі напружень в основних елементах металоконструкції. У результаті машина, що мала необхідний розрахунковий ресурс і задану навантажувальну здатність в початковий момент експлуатації, втрачає ці властивості до призначеного граничного терміну роботи. Окрім того, без всебічного врахування реальних умов роботи машини можливе завищення коефіцієнту запасу міцності, що приводить до збільшення її маси, підвищення енергоспоживання і зниження економічної ефективності.

Таким чином, виникає протиріччя між потребами практики проектування широкого класу високонавантажених машин за критеріями забезпечення заданої навантажувальної здатності і довговічності та обмеженими можливостями існуючих методів моделювання цих характеристик і визначення раціональних параметрів машин. При цьому внаслідок специфіки (унікальність, одиничність або дрібно-серійність) таких машин експериментальне дослідження і накопичення емпіричних даних та їх узагальнення обмежене. Ця обставина підтверджує *актуальність роботи*, що присвячена задачам вдосконалення розрахунків високонавантажених великогабаритних машин за критеріями заданої навантажувальної здатності та довговічності з урахуванням сумісного впливу експлуатаційних характеристик і деградації властивостей на напружено-деформований стан (НДС) елементів металоконструкції, що реалізуються у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу (СПМК), з акцентом на числове моделювання.

Постановка задачі. *Метою роботи є* вдосконалення розрахунків високонавантажених великогабаритних машин за критеріями забезпечення заданої довговічності та навантажувальної здатності, які враховують сумісний вплив на напружено-деформований стан навантажень та деградації властивостей їх елементів з реалізацією розрахунків за допомогою програмно-модельного комплексу.

Для досягнення даної мети вирішені такі **задачі**:

- провести порівняльний аналіз відомих методів розрахунків високонавантажених вибивних машин за навантажувальною здатністю та на довговічність, виявити їхні недоліки та накреслити напрямок проведення досліджень;
- запропонувати комплексні математичні моделі з удосконалення розрахунків ВВМ щодо урахування взаємопов'язаного впливу напружено-деформованого стану і деградації властивостей основних їх елементів під час експлуатації;
- вдосконалити метод розрахунково-експериментального визначення силових факторів, що діють на ВВМ, та обґрунтування параметрів їхніх роз-

рахункових моделей;

- розробити методику та обґрунтувати можливість застосування відомих числових методів та проведення кількісного аналізу напружено-деформованого стану елементів ВВМ з урахуванням деградації їхніх властивостей;
- провести експериментальні дослідження з метою підтвердження теоретичних положень і розроблених рекомендацій щодо вибору геометричних параметрів ВВМ, які забезпечують їхню навантажувальну здатність, довговічність та сприяють впровадженню одержаних результатів у виробництво.

Аналіз стану питання і постановка задач досліджень. На основі аналізу великої кількості публікацій встановлено, що проблема розрахунків високонавантажених машин, їхньої оптимізації за навантажувальною здатністю та довговічністю розв'язувалася багатьма ученими [1-5]. Проте у цих та багатьох інших роботах [6-10] не поставлено та не накреслено шляхів розв'язання проблеми забезпечення заданої навантажувальної здатності та довговічності високонавантажених великогабаритних машин, для яких визначальними чинниками є напружено-деформований стан та процеси деградації властивостей основних елементів конструкції, що розглядаються взаємопов'язано. Дана обставина породжує актуальну і важливу науково-практичну задачу розробки методів, алгоритмів та моделей для удосконалення розрахунків таких машин за критеріями забезпечення заданої навантажувальної здатності, довговічності та мінімальної матеріалоемності на основі аналізу НДС з урахуванням деградації властивостей їхніх елементів. Цей напрям досліджень був обраний як основний при виконанні досліджень.

Теоретичні основи розрахунку високонавантажених великогабаритних машин з урахуванням НДС і деградації властивостей металоконструкції. При розв'язанні задачі забезпечення заданого залишкового ресурсу і навантажувальної здатності високонавантажених машин з урахуванням сумісної дії силових чинників і деградації властивостей їхніх елементів основна складність полягає в тому, що і критерії, і обмеження на характеристики і параметри машини, і рівняння стану є зв'язаними. В результаті формально поставлена задача є надзвичайно громіздкою, а враховуючи, що на етапі проектування потрібне проведення багатоваріантних розрахунків, приходимо до ситуації «лавина параметрів + лавина чинників + лавина змінних», помноженої на кількість одиничних розв'язань задачі аналізу на кожному підетапі розв'язання. Таким чином, необхідно запропонувати новий підхід, який би враховував специфіку досліджуваних високонавантажених машин, фізико-механічних процесів, що протікають при їх експлуатації, особливо критеріальних вимог і обмежень. Саме завдяки цьому можна спростити задачу, розбивши її на декілька підзадач, що розв'язуються в певній послідовності.

Для досліджуваних машин характерними особливостями фізико-механічних процесів, що протікають при їх експлуатації, є часові параметри, а саме:

- 1) процеси навантаження ВВМ здебільшого носять характер багатоциклових періодичних дій з характерним часом основного циклу – секунди, хвилини, години – з накладенням полігармонічних дій з ще меншим характерним часом;

2) процеси деградації властивостей силових елементів металокопструкції досліджуваних машин в основному визначаються корозійним або механічним зносом, при якому несуча здатність металокопструкції знижується за рахунок втрати поверхневих шарів (або втрати ними механічних властивостей основного матеріалу), і характерний час прояву наслідків яких – місяці і роки експлуатації;

3) зниження властивостей силових елементів при багатоциклового навантаженні відбувається протягом десятків років у процесі експлуатації.

Таким чином, можна розділити „швидкі” і „повільні” процеси: поточний НДС металокопструкції можна розглядати при квазіпостійних параметрах деградації (досягнутих на момент робочого циклу навантаження), а в загальному випадку змінну дію напруженого стану на деградацію можна замінити деякою постійною інтегральною (за період робочого циклу).

Розв’язується задача синтезу силових елементів високонавантажених машин на прикладі перевантажувача. У просторі узагальнених параметрів P в загальному вигляді записуються рівняння стану:

$$L(u, P, f, t) = 0, \quad (1)$$

де L – оператор; u – змінна стану; f – зовнішня дія; t – час.

Щодо цих параметрів P формулюється ряд цільових функцій I і обмежень:

$$I_K = I_K(P, H), \quad K = 1, n_K, \quad (2) \quad H_j = H_j(u) \geq H_j^*(u), \quad (3)$$

де H_j – елементи масиву H характеристик стану металокопструкції мостового перевантажувача (залежать від змінних стану u , що задовольняють рівнянню (1)).

Тоді формулюється задача визначення таких оптимальних P^* , що:

$$I(P^*) = \sum \gamma_K I_K(P^*) \rightarrow \min, \quad H_j(u(P^*)) \geq H_j^*(u(P^*)), \quad L(u, P^*, f, t) = 0, \quad (4)$$

де γ_K – вагові коефіцієнти в комплексній цільовій функції.

Дана загальна формальна постановка приховує основну особливість задачі: рівняння стану (1), що визначає неявні залежності $u(P, f)$ і $H(u, f)$, є істотно нелінійними і складними. У зв’язку з цим потрібна розробка нових підходів до розв’язання даної задачі, оскільки пряме застосування традиційних постановок не враховує специфіки розв’язуваної задачі.

Розглянемо новий підхід до розв’язання проблеми на конкретному прикладі ВВМ. Для неї актуальною проблемою є, з одного боку, мінімізація маси перевантажувача (цільова функція I у даному випадку) при одночасному збереженні міцності елементів перевантажувача протягом 25 років роботи (це конкретизація обмежень H). Для розв’язання задач запропонований алгоритм, проілюстрований для випадку мостового перевантажувача. Доцільність застосування саме такого алгоритму зумовлена специфікою розв’язуваної задачі і конструкцією машини. Він складається з етапів I-IV (рис. 1).

На етапі I проводиться проектування раціональної структури верхньої будови мостового перевантажувача, що забезпечує зменшення маси та задану

навантажувальну здатність із задалегідь визначеною чутливістю до зміни товщини листів металокопструкції і механічних властивостей матеріалу.

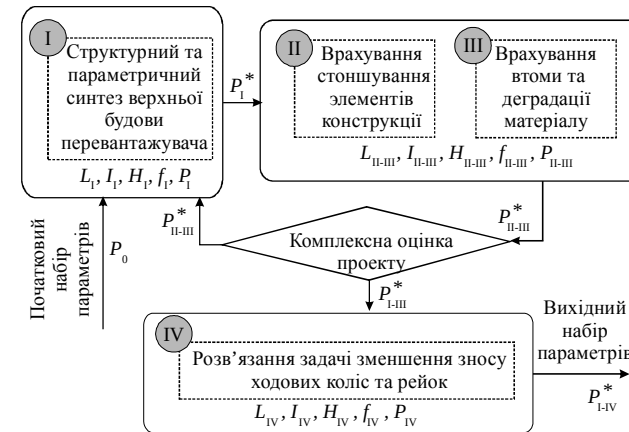


Рис. 1.
Алгоритм поетапного ітераційного розв’язання задачі синтезу ВВМ на основі комплексу критеріїв на прикладі перевантажувача

На цьому етапі діє оператор теорії пружності для моделювання НДС

$$L_I = L_I(u, f, P_I), \quad (5)$$

де u – вектор переміщень точок конструкції, f – діючі навантаження, P_I – масив узагальнених параметрів, що описують структуру верхньої будови, розміри, форму перетину і товщини його елементів;

$$I_I = m(P_I) \rightarrow \min, \quad H_I = \sigma_3^{\max}(u(P_I, f)) \leq [\sigma_3^*]_I, \quad (6)$$

де m – маса перевантажувача; $\sigma_3^{\max}$ – максимальні еквівалентні напруження в конструкції, $[\sigma_3^*]$ – допустимі напруження, що призначаються за критерієм міцності при дії багатоциклового навантаження.

При цьому окрім розв’язання задачі (5), (6) визначається також чутливість критерію якості і обмеження до стоншування листів і погіршення механічних властивостей матеріалу (утворюють множину узагальнених параметрів P_{II-III}):

$$\lambda_1 = \partial I_I / \partial P_{II-III}; \quad \lambda_2 = \partial H_I / \partial P_{II-III}. \quad (7)$$

Отриманий варіант параметрів P_I^* є початковим при виборі проектних розв’язків на здвоєному етапі II-III. На цьому етапі розв’язується задача забезпечення залишкового ресурсу і навантажувальної здатності перевантажувача в кінці заданого технічним завданням терміну експлуатації з урахуванням одночасної дії чинників зносу і деградації матеріалу:

$$L_{II-III} = \{h_{II} = h_{II}(t, \sigma), [\sigma_3^*]_{III} = [\sigma_3^*]_{III}(f, t), \quad (8)$$

де h – масив, що визначає товщину листів несучих елементів конструкції як функцію часу t і напруженого стану σ ; $[\sigma_s^*]$ – допустимі напруження з урахуванням накопичення пошкоджень при дії сил f ;

$$I_{II-III} = I_I + \lambda_1 \cdot \Delta h_{II} \rightarrow \min, \quad (9) \quad H_{II-III} = H_I + \lambda_2 \Delta[\sigma_s^*]_{III} \leq [\sigma_s^*]_{II-III}, \quad (10)$$

де Δh – зміна товщини листів; $\Delta[\sigma_s^*]_{III}$ – зміна механічних властивостей матеріалу.

Основна особливість задачі (зв'язаність процесів, чинників, критеріїв і обмежень) при цьому зберігається, проте в першому наближенні нелінійні залежності I_{II-III} і H_{II-III} від параметрів P_{II-III} замінюються лінеаризованими співвідношеннями (9), (10). При цьому потрібно відзначити, що припустима похибка апроксимації (9), (10) усувається в результаті ітераційного процесу уточнення якості проекту (ланцюжок II, III-I). В результаті застосування критеріїв оцінки зміни самого проекту ϵ_1 , цільових функцій ϵ_2 та обмежень ϵ_3 :

$$\epsilon_1 = \frac{\|P_{II-III}^* - P_{I-III}^*\|}{\|P_{II-III}^*\|} \leq \delta_1, \quad \epsilon_2 = \frac{\|I_{II-III}^* - I_{I-III}^*\|}{\|I_{II-III}^*\|} \leq \delta_2, \quad \epsilon_3 = \frac{\|H_{II-III}^* - H_{I-III}^*\|}{\|H_{II-III}^*\|} \leq \delta_3, \quad (11)$$

де $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ – відповідні обмеження, $\|\cdot\|$ – деяка норма, встановлюється або необхідність повторення циклу I-II, III, або можливість виконання наступного етапу синтезу IV (див. рис. 1). Оскільки етап IV є досить ізольованим етапом синтезу, на якому розв'язується частинна задача (наприклад, в разі мостового перевантажувача – зменшення зносу ходових коліс грейферного візка і рейок), то додаткового зворотного зв'язку (як раніше в ланцюжку I-II, III) тут не передбачається, і отримуваний набір параметрів P_{I-IV}^* є остаточним. На етапі IV задача формулюється таким чином:

$$L_{IV} = L_{IV}(f, P_{IV}), \quad (12)$$

де L_{IV} – операторний запис розмірного зносу g ходових коліс і рейок при дії експлуатаційних сил f ;

$$I_{IV} = g(P_{IV}) \rightarrow \min, \quad H_{IV} = T(g) \geq T_{IV}^*, \quad (13)$$

де T – безремонтний термін служби ходових коліс грейферного візка, T_{IV}^* – обмеження на безремонтний термін служби.

В результаті запропонованого поетапного ітераційного процесу послідовного синтезу машини за комплексом критеріїв і обмежень отримується комплекс рекомендацій щодо вибору конструктивних схем та параметрів її силових елементів. При цьому всі виконувані етапи об'єднані в єдиному циклі досліджень, які поєднують на основі узагальненого параметричного опису різноманітні фізико-механічні процеси, що протікають при експлуатації перевантажувача, з ураху-

ванням різних критеріїв і обмежень.

На прикладі мостових перевантажувачів для визначення умов експлуатації були проведені розрахунково-експериментальні обстеження великої кількості силових елементів машин методами акустоемісії, товщинометрії і електротензометрії. Визначені найбільш відповідальні і навантажені елементи, схильні до корозійного зносу – шпренгельна система і основна балка мають максимальний знос 0,2-1,0% товщини за рік. На основі отриманих результатів була побудована математична модель, що поєднує опис НДС і деградації силових елементів:

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \epsilon_{kl}, \quad \sigma_{ij,j} + f_i = 0, \quad 2\epsilon_{ij} = u_{i,j} + u_{j,i}, \quad (14)$$

$$h = h(t, n, P), \quad (15) \quad [\sigma] = [\sigma](t, n, P), \quad (16)$$

де рівняння (14) описують НДС ($\sigma_{ij}, C_{ijkl}, \epsilon_{kl}, f_i, u_i$ – напруження, пружні константи, деформації, навантажуючі сили та переміщення відповідно), рівняння (15) – функцію зменшення товщини h , а (16) – залежність $[\sigma]$ механічних властивостей від кількості циклів навантаження, напружень та інших узагальнених параметрів.

Розрахункові схеми для даного випадку представлені на рис. 2. Складові діючого навантаження: $Q_{ст}, Q_{д}$ – статична та динамічна складові від дії грейферного візка з вантажем; ξ – координата положення візка відносно центру прольоту; $(\rho + \rho_\gamma) \cdot g$ – розподілене вагове навантаження від власне металоконструкції (густина ρ) та обледеніння (умовна густина ρ_γ); $\rho \cdot a$ – сили інерції; Q_B – вітрове навантаження (залежить від напрямку вітру – кут α – та його швидкості). Співвідношення (14)-(16) у єдиній моделі поєднують задачі дослідження НДС, зношування і деградації властивостей матеріалу.

Новий підхід, алгоритм і математична модель реалізовані у вигляді програмно-модельного комплексу для моделювання НДС силових елементів ВВМ на прикладі металоконструкції мостового перевантажувача. СПМК призначений для розв'язання задачі обґрунтування конструктивних схем і параметрів з урахуванням множини варіюваних критеріїв і обмежень. Базові співвідношення для вибору і обґрунтування проектних схем і конструктивних параметрів наведені раніше. Там же виділені окремі задачі досліджень:

1) структурний і параметричний синтез верхньої будови мостового перевантажувача;

2, 3) врахування впливу деградації елементів металоконструкції перевантажувача на його залишковий ресурс;

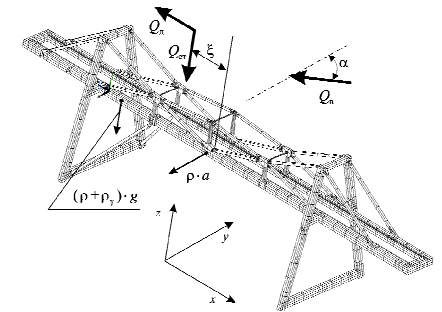
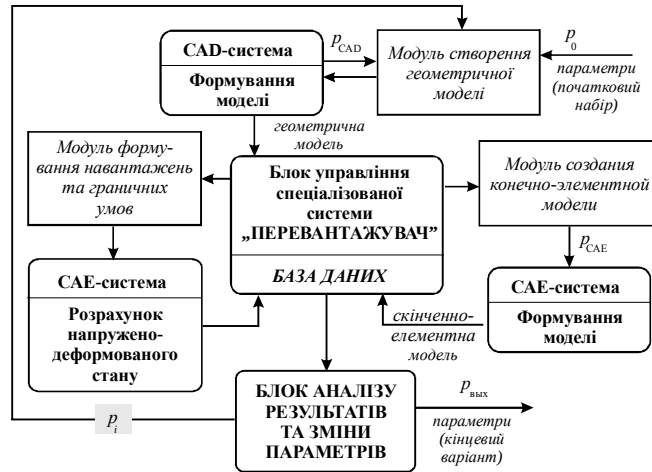


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення НДС ВВМ на прикладі металоконструкції мостового перевантажувача

4) частинні задачі, що не впливають на 1)-3).

Для числового моделювання реакції перевантажувачів на різні зовнішні дії при варіюванні параметрів, схем, критеріїв і обмежень використовуються параметризовані геометричні і скінченно-елементні моделі. Верифікація цих моделей проведена шляхом порівняння результатів розрахунку НДС в системі ANSYS з результатами, отриманими раніше в програмному комплексі Ліра.

Рис. 3. Схема роботи спеціалізованої системи аналізу НДС і синтезу параметрів мостового перевантажувача



Для управління множиною моделей, тобто для їх перебудови при зміні деяких узагальнених параметрів, а також для визначення характеристик стану з баз даних отримуваних результатів створюється спеціалізована система „ПЕРЕВАНТАЖУВАЧ”. Схема роботи цієї системи представлена на рис. 3. Як наголошувалося, кожен елемент металоконструкції є запараметризованим. Це досягається на основі узагальненого параметричного опису і спеціалізованих модулів, що його реалізують (див. рис. 3).

Тестові моделі представлені на рис. 4. Пробні розрахунки, проведені в комплексах Ліра і ANSYS, дозволили встановити параметри просторових скінченно-елементних моделей, які забезпечують відносну похибку обчислень за максимальними напруженнями на рівні до 9% (табл. 1, рис. 5). Варто зазначити, що локальні неузгодження розподілів напружень можна пояснити різними типами скінченних елементів, що застосовувалися (стержневі – Ліра, пластинчасті – ANSYS). Таким чином, можна зробити висновок, що створений багато-

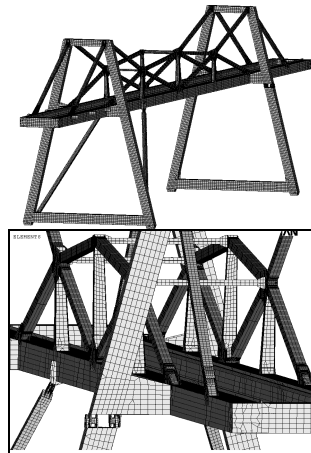


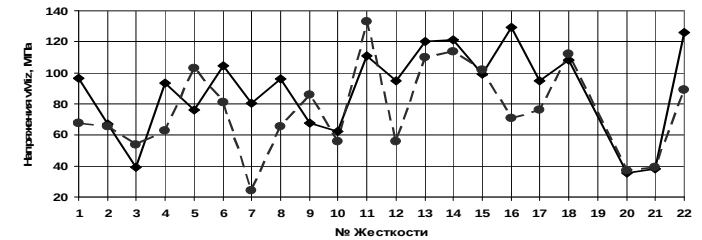
Рис. 4. Тестові скінченно-елементні моделі мостового перевантажувача

Таблиця 1

Порівняльні інтегральні характеристики НДС, одержані в програмних комплексах Ліра та ANSYS

Програмний продукт	Прогин, мм	Еквівалентні напруження, МПа
LIRA	64	129
ANSYS	58	133

Рис. 5. Порівняльні розподіли напружень в структурних елементах мостового перевантажувача: Ліра (—●—) та ANSYS(---)



Результати числового дослідження. Відповідно до розробленого загально-го підходу, комплексної математичної моделі і з використанням створеного програмно-модельного комплексу був проведений розрахунок параметрів високонавантажених машин (на прикладі мостового грейферного перевантажувача) за критеріями забезпечення заданого залишкового ресурсу і навантажувальної здатності протягом всього терміну експлуатації. Були розв’язані задачі оптимізації структури і параметрів верхньої будови мостового перевантажувача за критеріями зниження маси металоконструкції і обмеження напружень, визначений вплив стоншування унаслідок корозійного зносу на залишковий ресурс і навантажувальну здатність, за результатами чого розроблені рекомендації щодо вибору раціональних конструктивних схем і параметрів мостового перевантажувача ПМГ-20 вантажопідйомністю 20 т (200 кН) конструкції ВАТ „ГСКТІ”.

Зокрема, проведена структурна і параметрична оптимізація верхньої будови перевантажувача. Оптимізація структури в даному випадку здійснена шляхом установки додаткових розкосів. Як видно з рис. 6 та 7, порівняно з прототипом (базова конструкція – перевантажувач німецької фірми TAKRAF) введення додаткових розкосів несуттєво збільшує загальну масу шпренгельної системи (на 16 тонн, тобто близько 4 %), проте приводить до істотного перерозподілу напружень у бік зменшення їх рівня (на 40 МПа, близько 27 %) і підвищення жорсткості конструкції (до 50% на консолях). Це свідчить на користь застосування запропонованого нового варіанту верхньої будови.

Для даного раціонального варіанту конструкції проведена також параметрична оптимізація верхньої будови перевантажувача. За рахунок перерозподілу матеріалу з балки в шпренгельну систему (на 20%) досягається зниження напружень в балці на 10%, а при подальшому конструктивному полегшенні балки напруження зростають (рис. 8). При цьому витримується постійна маса M верхньої

функціональний, автоматизований і точний інструмент розв’язання поставленої в статті задачі, що дозволяє перейти до розв’язання конкретних прикладних задач.

будови: $M = \gamma_{\delta} S_{\delta} + \gamma_{ш} S_{ш} = const$ (коефіцієнти $\gamma_{\delta}, \gamma_{ш}$ відповідно визначають питому частку товщини елементів основної балки та шпренгельної системи з площами $S_{\delta}, S_{ш}$ при варіюванні $\gamma_{\delta}, \gamma_{ш}$). Характер розподілу напружень свідчить про наявність оптимального варіанту в районі $\gamma_{\delta} \in [0.75; 1.1]$. Таким чином, обґрунтовується правомірність постановки та доцільність розв'язання задачі вибору оптимального набору (γ_{δ}, M) для такого типу машин.

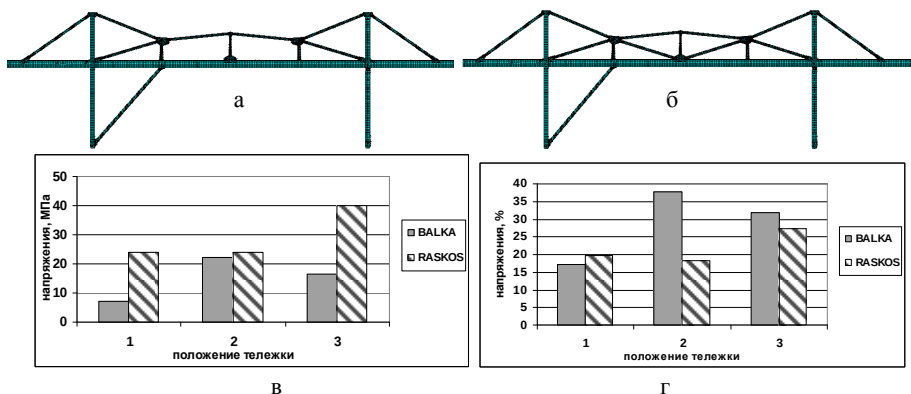


Рис. 6. Порівняння шпренгельних систем та зменшення максимальних напружень (при трьох положеннях візка, див. рис.7) в балці (BALK) та шпренгельній системі (RASKOS):
а – прототип; б – модель, що пропонується; в – абсолютні напруження;
г – відносні напруження

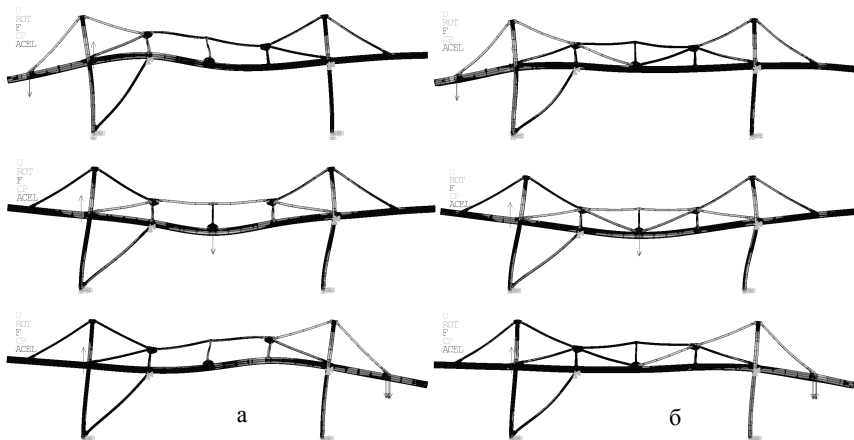


Рис. 7. Порівняльні результати розрахунку НДС при положенні грейферного візка на жорсткій консолі, в середині прольоту та на консолі з боку гнучкої опори:
а – прототипу; б – моделі, що пропонується

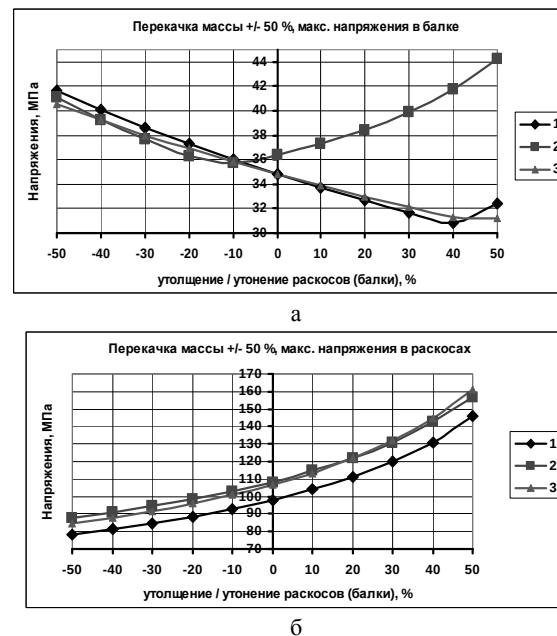


Рис. 8. Зміна максимальних напружень в балці (а) та розкосах (б) при перерозподілі маси між шпренгельною системою та балкою:
1 – візок на ремонтній консолі, 2 – візок в центрі прольоту, 3 – візок на консолі за шарнірною опорою

Отримані параметри і рекомендовані для раціонального проекту мостового перевантажувача (рис. 9 – схема верхньої будови). Було досліджено вплив локального і глобального зносу елементів металоконструкції. На рис. 10 представлені графіки, що характеризують вплив *локального* зношення елементів конструкції – секцій балки і розкосів шпренгельної системи, що у свою чергу дозволяє оцінити їх ступінь впливу на інтегральну картину НДС при складному змінному навантаженні.

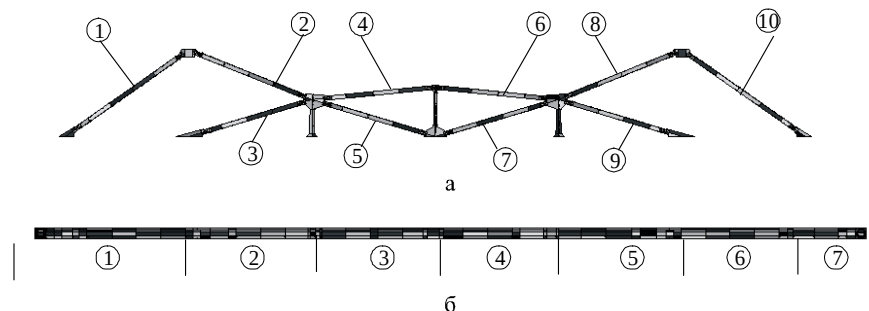
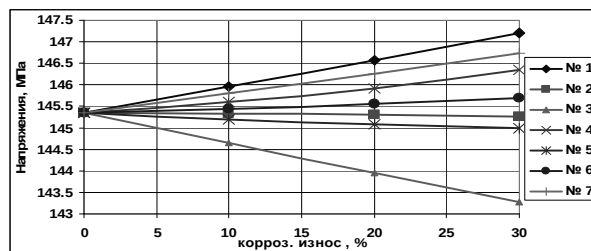


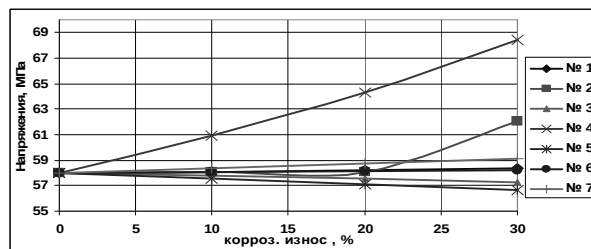
Рис.9. Схема верхньої будови перевантажувача: а – шпренгельна система; б – балка

На рис. 11 представлені відхилення максимальних напружень (у абсолютних і відносних одиницях) в досліджуваних елементах порівняно з „незношеним” базовим навантаженням (три характерні положення в сукупності з вітро-

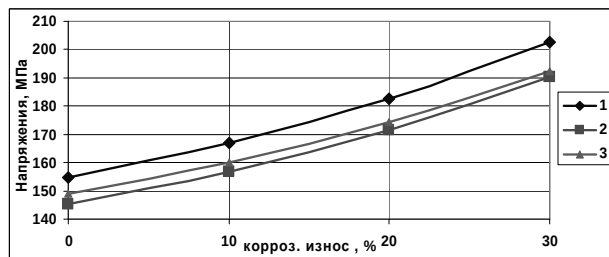
вими, сніговими і інерційними навантаженнями) – глобальне зношення. Видно, що локальне стоншування секцій балки дуже слабо позначається на НДС шпренгельної системи: збільшення максимальних напружень в ній не перевершує 3 %.



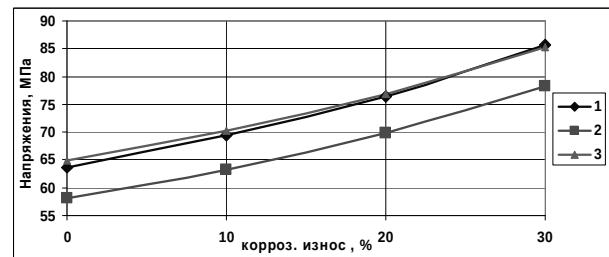
а



б



а



б

Рис. 10. Зміна максимальних напружень в шпренгельній системі (а) і балці (б) при локальному стоншуванні кожної секції балки № 1 - 7 (візок в центрі прольоту)

Рис. 11. Збільшення максимальних напружень у шпренгельній системі (а) та балці (б) при глобальному зменшенні товщини всіх елементів перевантажувача для 3-х варіантів положення візка (див. рис. 8)

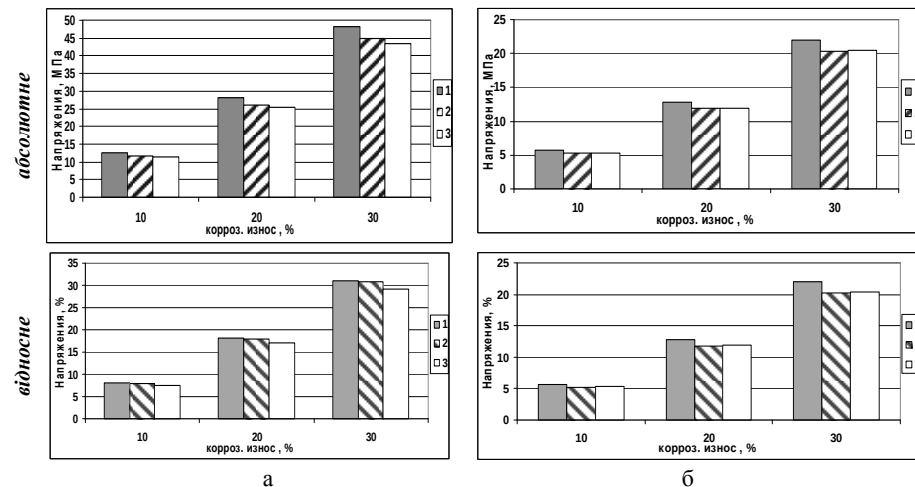


Рис. 12. Збільшення максимальних напружень у шпренгельній системі (а) та балці (б) при глобальному зменшенні товщини всіх елементів перевантажувача для 3-х варіантів положення візка (див. рис.7)

У свою чергу, глобальне стоншування всіх елементів перевантажувача відчутно позначається на його НДС (рис. 12): збільшення максимальних напружень сягає 20-30%. Характерним є приблизно лінійна залежність напружень від зношення, що дає змогу спрогнозувати зміну напружень не тільки при малих (до 3-5%), але й при високих ступенях зносу (до 30%), за лінійними залежностями. Це дуже спрощує в даному випадку розв'язання оберненої задачі – визначення параметрів початкової конструкції, що забезпечують задану навантажувальну здатність в кінці терміну експлуатації.

Аналіз результатів дослідження напружено-деформованого стану металлоконструкції перевантажувача дає можливість запропонувати наступні рекомендації по створенню раціональної конструкції ПМГ-20.

1. Як показують результати порівняльних розрахунків, шпренгельна система здійснює сильний вплив на навантажувальну здатність мостового перевантажувача; при цьому введення двох додаткових розкосів збільшує на 27% навантажувальну здатність, а сама шпренгельна система рекомендована для проектного мостового перевантажувача ПМГ-20.

2. Перерозподіл маси верхньої будови на користь шпренгельної системи при одночасному стоншуванні стінок основної балки дає ефект збільшення навантажувальної здатності: при перерозподілі 20% маси балки в шпренгельну систему навантажувальна здатність збільшується на 10%.

3. Локальне стоншування окремих секцій основної балки унаслідок корозійного зносу (на 20-30%) приводить до неістотного (на 3-5%) зменшення навантажувальної здатності мостового перевантажувача в цілому.

4. Стоншування елементів шпренгельної системи при одночасній рів-

номірній корозії її елементів і основної балки на 20% приводить до втрати навантажувальної здатності ПМГ-20 на 12-18%, що дає первинну оцінку для маси початкового варіанту конструкції мостового перевантажувача, яке забезпечує збереження навантажувальної здатності протягом 25 років, в 336т.

5. При збільшенні терміну експлуатації понад 25 років унаслідок деградації властивостей силових елементів навантажувальна здатність металоконструкції знижується (на 20-30%). Таким чином, через 25 років експлуатації потрібне обов'язкове (наприклад, до 30 років) обстеження технічного стану з визначенням фактичного стану матеріалу і корекції прогнозованого ресурсу та навантажувальної здатності.

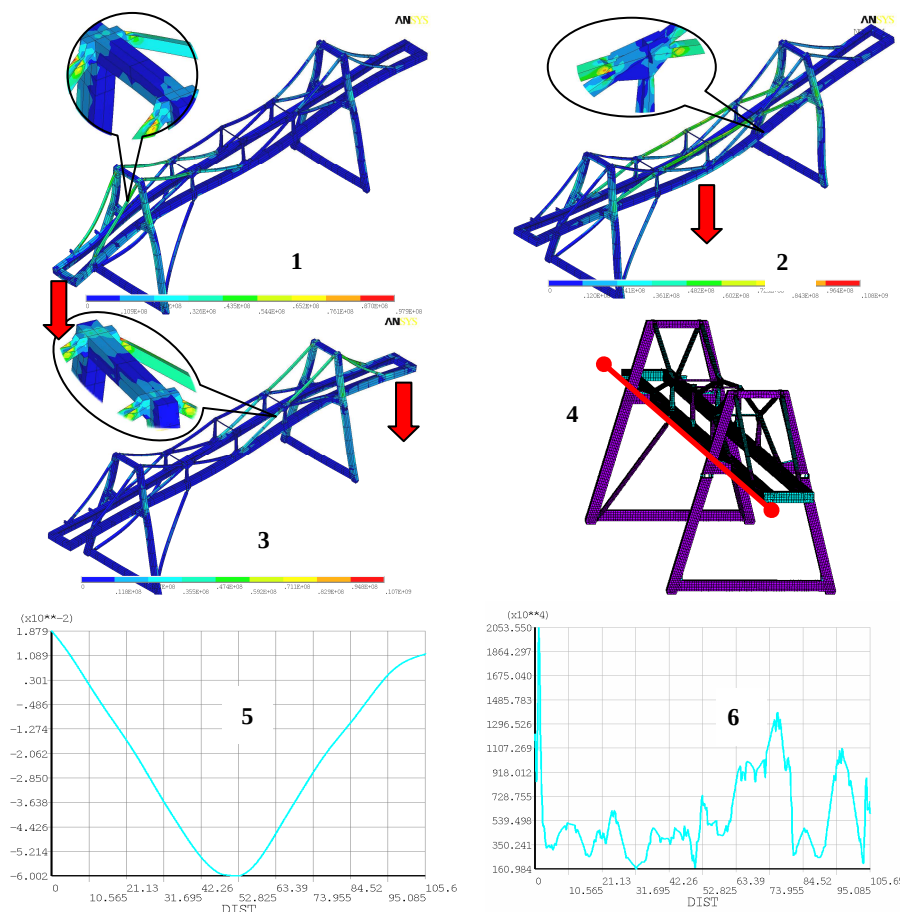


Рис. 13. Розподіл компонентів НДС у шпрінгелійній системі та балці перевантажувача при різних розташуваннях візка:

1 – на ремонтній консолі, 2 – в центрі прольоту, 3 – за шарнірною опорою; 4 – відрізок шляху на балці для побудови епюр, 5 – еюра переміщення (м), 6 – еюра напружень (МПа)

Таким чином, розроблені на основі багатоваріантних досліджень рекомендації дозволили створити конструкцію перевантажувача мостового грейфера ПМГ-20, який забезпечить зниження маси верхньої будови на 15% при збереженні навантажувальної здатності машини протягом 25 років (необхідний за технічним завданням термін експлуатації) і ступеня корозійного зносу основних елементів металоконструкції до 20%. Картини розподілу компонентів НДС для такого перевантажувача наведені на рис. 13. Видно, що зміна точки навантаження приводить до зміни місця розташування зони максимальних напружень, а їх величина залишається приблизно такою ж. Крім того, аналіз розподілів прогинів та напружень свідчить про досить плавний характер зміни прогинів вздовж елементів перевантажувача, але суттєву нерівномірність розподілу напружень. Таким чином, можна зробити висновок, що використана у роботі поверхнева модель набагато точніша від традиційної стрижневої, оскільки, на відміну від неї, реагує на локальні конструктиви.

Також було розв'язано задачу усунення понаднормативного зношування коліс грейферного візка. Ця частинна задача розв'язана на основі розрахунково-експериментальних досліджень шляхом застосування конічних коліс замість циліндричних та застосуванням додаткових горизонтальних фіксуючих роликів.

Експериментальна перевірка отриманих результатів і рекомендацій проведена на прикладі аналогічної конструкції. На рис. 14 зведені результати спрогнозованих розрахунків і зафіксованих експериментально напружень при реальній картині стоншування перевантажувача вантажопідйомністю 16 т, а на рис. 15 – картини напружень в елементах металоконструкції. Видно, що похибка не перевищує 7-9%. Це дало підставу запропоновані рекомендації покласти в основу проектування сімейства конструкцій мостових перевантажувачів за замовленнями підприємств різних галузей промисловості.

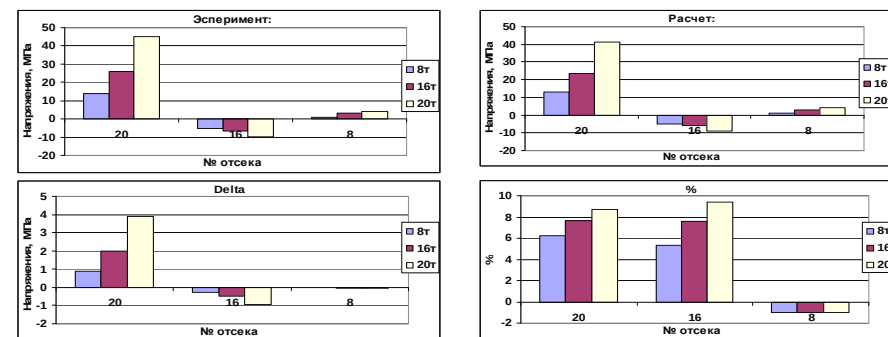


Рис. 14. Напруження в досліджуваних відсіках балки для трьох варіантів навантаження та різниця між розрахунковими (МСЕ) та експериментальними (електротензометрія) даними

Зокрема, спроектований і виготовлений у ВАТ „ГСКТІ” і МЗТМ (Азовмаш) для ВАТ „Алчевськкокс” перевантажувач ПМГ-20 вантажопідйомністю 20т. Дана технологічна машина здійснює перевалювання вугілля, будучи основою технології

чного циклу коксового виробництва вже впродовж 5 років безвідмовної роботи. Навантажувальна здатність ПМГ-20 зберігається протягом 25 років при граничному зносі 20% стінок металоконструкції зі сталі 09Г2С. Досягнута економія металу 27 т порівняно з початковим варіантом. Деякі технічні характеристики перевантажувача ПМГ-20: продуктивність – 600 т/год, вантажопідйомність – 20 т (200 кН), висота підйому – 15 м, прольот – 60 м.

Результати отриманих досліджень можуть бути використані для синтезу широкого спектру високонавантажених машин за критеріями збереження навантажувальної здатності, міцності, жорсткості, маси з урахуванням деградації властивостей силових елементів.

Висновки

1. У статті отримали подальший розвиток методи розрахунку високонавантажених великогабаритних машин за критеріями забезпечення заданої довговічності та навантажувальної здатності шляхом розробки програмно-модельного комплексу для моделювання НДС з урахуванням деградації властивостей силових елементів машин з метою обґрунтування структури і параметрів машин, що в сукупності є новим розв'язанням актуальної та важливої для виробництва та машинознавства науково-технічної задачі.

2. Обґрунтована доцільність і показані шляхи декомпо-

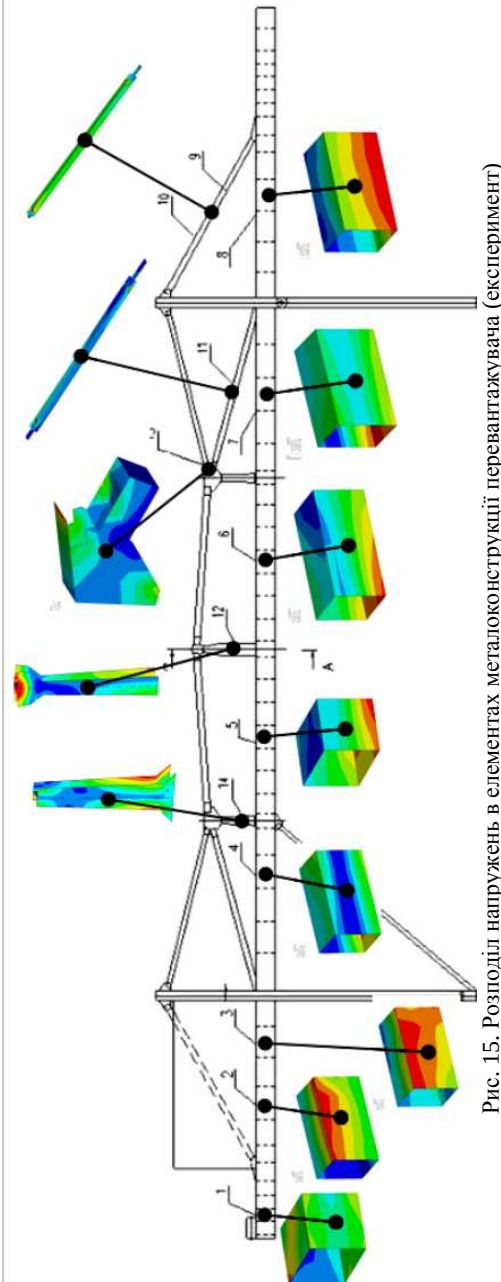


Рис. 15. Розподіл напружень в елементах металоконструкції перевантажувача (експеримент)

зиції початкової складної і громіздкої задачі синтезу машини на менш складні підзадачі структурної і параметричної оптимізації початкового варіанту проектованої машини, етапи уточнення поточного варіанту на основі лінеаризованих критеріїв і обмежень, а також подальшого розв'язання після завершення даного процесу частинних задач, слабо з ним зв'язаних.

3. Із залученням математичного апарату теорії пружності, теорії зношування та методу скінченних елементів створена єдина комплексна математична модель для моделювання НДС та деградації властивостей елементів металоконструкції високонавантажених машин, що принципово відрізняє її від традиційних частинних моделей, які розглядають ці процеси роздільно.

4. На основі розробленої математичної моделі створений програмно-модельний комплекс, що дозволяє розв'язувати задачі синтезу за критеріями збереження навантажувальної здатності і залишкового ресурсу ВВМ за станом не тільки на початковий момент (як при традиційному підході), а наперед заданий з урахуванням необхідного терміну і умов експлуатації. На прикладі розрахунку перевантажувача вантажопідйомністю 200кН показано, що неврахування деградації властивостей силових елементів приводить до 20%-ї похибки при визначенні напружено-деформованого стану за традиційною методикою.

5. На основі порівняльного аналізу розподілу компонент НДС елементів машин, отриманих в різних програмних комплексах в ході багатоваріантних розрахунків, а також результатів експериментальних досліджень методом електротензометрії та товщинометрії натурних зразків виробів, що знаходяться в експлуатації, показано, що похибка моделювання із застосуванням створеного програмно-модельного комплексу не перевищує 10%.

6. За допомогою розробленого СПМК в статті обґрунтовано раціональний вибір структури і параметрів ВВМ (на прикладі мостового перевантажувача) із забезпеченням заданої навантажувальної здатності та довговічності з урахуванням деградації властивостей силових елементів машини. Отримані результати покладені в основу розробленого у ВАТ „Азовмаш” проекту та виготовлення перевантажувача ПМГ-20 для ВАТ „Алчевськкокс”.

7. За рахунок обґрунтованих у статті раціональної схеми та товщини силових елементів перевантажувача забезпечено зниження маси – на 10% та зменшення максимальних напружень на 10% при одночасному збільшенні вантажопідйомності та продуктивності на 20%, довговічності – на 25% з гарантованим терміном експлуатації протягом 25 років.

Запропонований в роботі метод досліджень придатний для розрахунку широкого класу конструкцій високонавантажених великогабаритних машин та може бути застосованим в НДІ, КБ та на машинобудівних підприємствах України.

У подальших дослідженнях планується розвинути запропонований підхід з урахуванням динамічних навантажень на елементи ВВМ.

При підготовці матеріалів статті числові дослідження виконувалися із залученням програмного комплексу ANSYS, ліцензію на який НТУ „ХПІ” отримав у 2010 р. за сприяння фірми EMT U (м. Київ).