

У статті обґрунтовано склад та визначено зміст операцій нової інформаційної технології проектування комбінованої системи стабілізації потоку хлібної маси на вході в молотарку комбайна.

Нова технологія має кілька відмінних рис. По-перше, його впровадження дозволяє отримати диференціальні рівняння зернозбирального комбайна, які враховують динамічні властивості та конструктивні особливості гідропередач, що працюють в режимі постійної зміни навантаження.

По-друге, це дозволяє проектувати системи управління технологічними процесами на комбайні, розраховані на зовнішні впливи, що мають стохастичний характер.

По-третє, нова технологія дозволяє синтезувати оптимальні комбіновані системи стабілізації в умовах наявності двох багатовимірних незалежних джерел збурень на вході та виході об'єкта стабілізації.

стабілізація потоку зернової маси, оптимальні системи, системний синтез, інформаційні технології, етапи дослідження

Одержано (Received) 27.04.2023

Прорецензовано (Reviewed) 05.05.2023

Прийнято до друку (Approved) 29.05.2023

УДК 621.869

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.7\(38\).2.104-112](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.7(38).2.104-112)

О.В. Щербак, доц., канд. техн. наук, **А.В. Сумінов**

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

С.Л. Хачатурян, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

e-mail: olegcherbak@gmail.com

Дослідження динамічних навантажень рами фронтального навантажувача з використанням комп'ютерних 3D моделей у середовищі Siemens NX

У статті запропоновано нове рішення з проведення аналізу міцності рами фронтального навантажувача на стадії проектування за допомогою комп'ютерних 3D моделей у середовищі Siemens NX. Даний метод дозволяє не створювати нову модель рами в металі у натуральну величину для проведення випробувань. Відповідно до запропонованого методу достатньо виконати масштабовану спрощену модель майбутньої рами, провести випробування на міцність та запропонувати конструктивні зміни щодо розробки раціональних параметрів. Такий метод дозволяє суттєво скоротити витрати на матеріали, виробництво та час виготовлення нових виробів.

міцність, рама, навантаження, випробування, 3D модель, динаміка, тривимірне комп'ютерне моделювання, Siemens NX

Постановка проблеми. У ході проектування нових будівельних та дорожніх машин використовують різноманітні комп'ютерні CAD та CAE програми. Конструктор має можливість задавати певні властивості міцності майбутній конструкції за допомогою розрахунків методом кінцевих елементів. Але вже після виготовлення першого дослідного зразка настає момент, коли для підтвердження попередніх розрахунків на міцність його потрібно випробувати на навантаження, що діють під час виконання технологічних операцій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням з визначення навантажень, які діють у рамках різноманітних транспортних засобів, було присвячено низку робіт: у [1] розглядається метод прогнозування життєвого циклу рами за

допомогою визначення втомної довговічності. Отримано навантаження, що діють на раму, за допомогою яких було вираховано, через який час та у яких місцях почнеться руйнування рами. Розрахунки проводились у програмі nCode DesignLife. Робота [2] присвячена дослідженню виконання робочих процесів навантажувачем у динаміці без підвіски, запропоновано заходи для зменшення вібрацій і навантажень на раму. Розрахунки проводились у програмі Adams.

Роботи [3-8] присвячені дослідженню рам вантажних машин за допомогою метода кінцевих елементів. Після аналізу було отримано наочні приклади місць впливу на раму найбільших навантажень. Підхід до динаміки транспортних засобів з використанням систем декількох тіл спрямований на подолання розриву між класичною динамікою транспортних засобів і комп'ютерною дисципліною загального призначення, відомою як аналіз систем декількох тіл (MBS), описано у роботі [9].

Питання проектування рам за допомогою сучасних CAE систем розглядалося у роботах [10-12]. Було проаналізовано статичні навантаження на серійну раму навантажувача та раму-прототип у розрахунковому комплексі Ansys. За результатами порівняння обох рам стало зрозуміло, що при однакових умовах навантажень рама-прототип показує кращі результати за навантаженням у рамі. У роботі [11] було наведено приклад випробовування вже існуючої рами навантажувача Т-156Б на втомну довговічність при статичних навантаженнях у додатку до Ansys – nCode DesignLife. Результати випробувань показали найуразливіші зони рами, у яких майже одразу виникають мікроруйнування, які у подальшому приводять до виходу з ладу всієї машини.

У роботі [12] показано новий підхід до аналізу рам. Розрахунки проводились у динаміці, що є більш наближеним до реальних умов роботи машини. Таку можливість дає програмний пакет Ansys Motion. Були розглянуті випадки виконання робочих операцій навантажувачем і продемонстрована анімація кожного випадку, на якій можна було спостерігати за зміною навантажень, які діють у рамі в режимі реального часу. Також у подальшому було проведено аналіз на втомну довговічність для кожного випадку. Таким чином було обрано найважчий випадок робочого процесу навантажувача, на який вже можна орієнтуватись при проектуванні нової рами.

У роботах [13-14] запропонована методика визначення раціональних параметрів рам спеціалізованих машин для дорожнього будівництва.

Все викладене вище підтверджує закономірність і актуальність проведення досліджень металоконструкцій з використанням сучасних комп'ютерних 3D моделей.

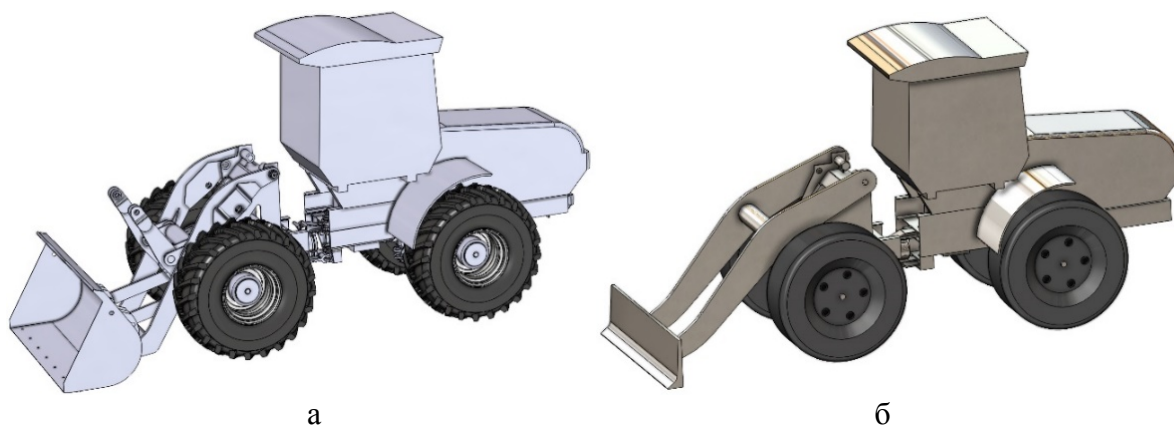
Постановка завдання. Метою роботи є порівняння результатів випробувань 3D моделей двох рам фронтального навантажувача Т-156Б. Одна з них є оригінальною (виконаною у відповідності до розмірів дійсного навантажувача), а інша зменшеною у п'ять разів подібною копією. Результатом порівняння є коефіцієнт зменшення, розрахунок якого дасть змогу визначити, яким чином і в скільки разів зменшується навантаження при масштабуванні 3D моделей.

Виклад основного матеріалу. Попередні роботи за цією тематикою були виконані у розрахунковому комплексі Ansys, але довгочасний процес розрахунку задачі, імпорту та складний процес налаштування моделі змусили перейти на більш швидкий програмний комплекс Siemens NX. Цей програмний комплекс має зрозумілий і простий інтерфейс, при цьому виконує розрахункові задачі набагато швидше за Ansys.

Методика проведення комп'ютерного моделювання динаміки робочого процесу була прийнята така. Першим кроком для моделювання динаміки робочого процесу є завантаження підготовлених 3D моделей оригінального та зменшеної моделі навантажувача (рис.1), на яких проводилися випробування. 3D моделі були виконані у

сторонній CAD програмі та конвертовані у формат STEP. Підготовка полягала в тому, щоб спростити елементи, котрі не будуть задіяні у розрахунку та об'єднати тіла, що будуть задіяні у розрахунку, в одне тіло. Це скоротило час на підготовку 3D моделі до розрахунку, а саме у встановленні взаємозв'язків і спряжень між взаємодіючими деталями.

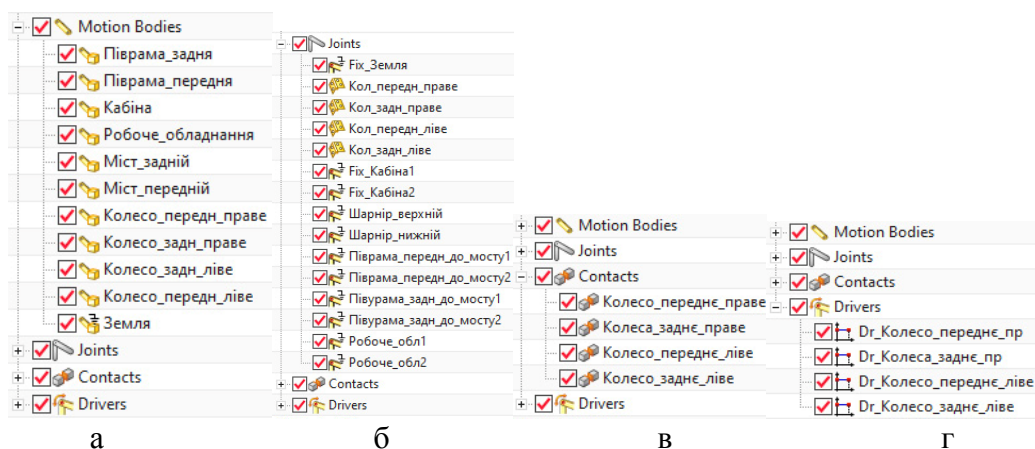
Наступний крок – потрібно вказати програмі, які тіла будуть задіяні в розрахунку, задати шарнірні взаємозв'язки тіл між собою, контакти з поверхнею та швидкість тіл, які будуть рухатись (рис. 2). Останнім кроком є встановлення відрізка часу, який буде розраховуватися.



а – модель в натуральний розмір; б – модель зменшена в 5 разів

Рисунок 1 – 3D модель навантажувача

Джерело: розроблено авторами



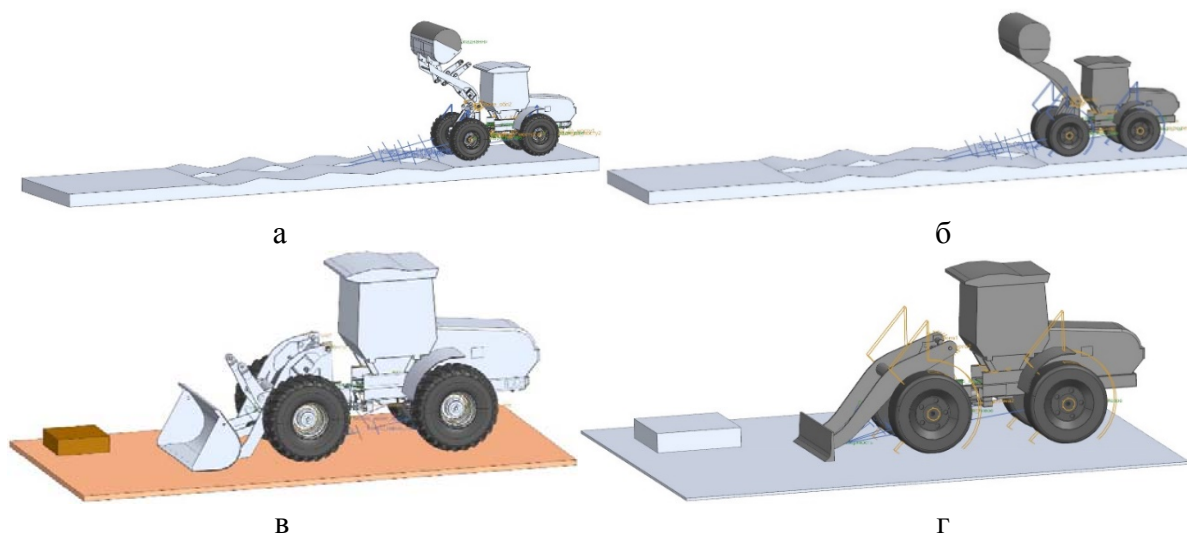
а – тіла, задіяні в розрахунку; б – шарнірні взаємозв'язки між тілами;
в – взаємозв'язок коліс з поверхнею; г – заданий рух коліс

Рисунок 2 – Вікно налаштувань

Джерело: розроблено авторами

Після налаштувань запускаємо розрахунок на виконання. У цій роботі розраховано два випадки виконання робочих операцій навантажувачем: 1 – переміщення наповненого ковша по нерівній поверхні; 2 – зіткнення з непереборною перешкодою під час наповнення ковша (рис. 3). Швидкість у першому та другому випадку для моделі натуральної величини була прийнята в 5 км/год., що відповідає реальним умовам роботи навантажувача. Навантаження рами знімалося з кріплень шарніра з'єднання напіврам.

Теорія подоби у моделюванні робочих процесів. Теорія подоби спирається на знання про розмірність фізичних величин і служить науковою основою моделювання, як методу пізнання і дослідження різноманітних об'єктів, в якій основну роль відіграє метод аналогій, тобто схожості об'єктів за деякими ознаками. Фізичні явища, процеси чи системи подібні, якщо у подібні моменти часу в подібних точках простору значення змінних величин, що характеризують стан однієї системи, пропорційні відповідним величинам іншої системи.



- а – переміщення наповненого ковша по нерівній поверхні (модель оригінального розміру);
 б – переміщення наповненого ковша по нерівній поверхні (модель зменшена в 5 разів);
 в – зіткнення з перешкодою під час наповнення ковша (модель оригінального розміру);
 г – зіткнення з перешкодою під час наповнення ковша (модель зменшена в 5 разів)

Рисунок 3 – Розрахункові положення

Джерело: розроблено авторами

3D моделі навантажувача в оригінальному розмірі та 3D модель зменшена в 5 разів є подібними. Для визначення коефіцієнту подібності виведемо результати розрахунків цих моделей у графіки діючих сил (рис. 4) та графіки крутних моментів (рис.5) для випадку переміщення наповненого ковша по нерівній поверхні, та для випадку зіткнення з перешкодою під час наповнення ковша (рис. 6) і (рис. 7) відповідно. З цих графіків визначимо максимальні значення та на їх основі розрахуємо коефіцієнт подібності сили $K_{ПФ}$ за формулою (1) та коефіцієнт подібності крутного моменту $K_{ПМ}$ за формулою (2):

$$K_{ПФ} = \frac{F_H}{F_{3М}}, \quad (1)$$

де $K_{ПФ}$ – коефіцієнт подібності сили;

F_H – максимальне значення сили, діючої на шарнір рами натуральної моделі;

$F_{3М}$ – максимальне значення сили, діючої на шарнір рами зменшеної моделі,

$$K_{ПМ} = \frac{M_H}{M_{3М}}, \quad (2)$$

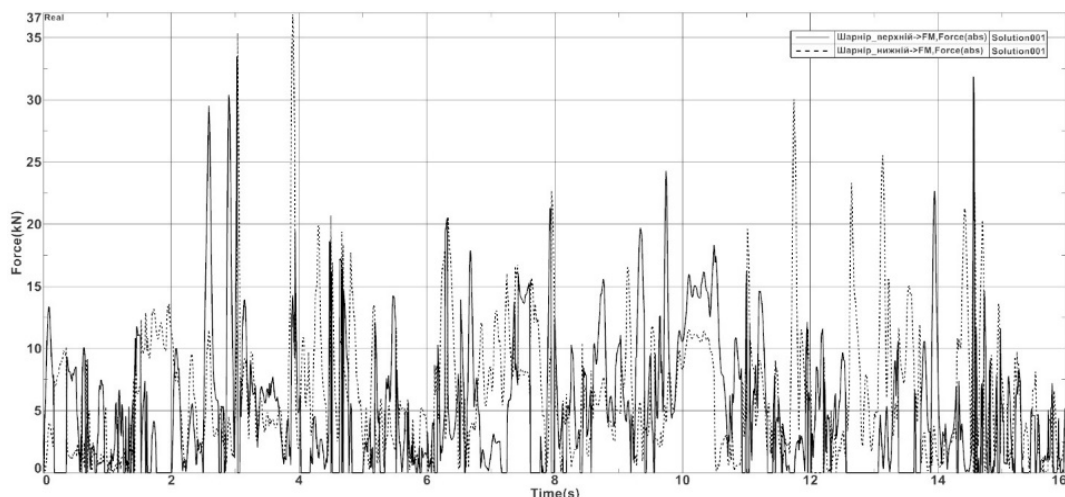
де $K_{ПМ}$ – коефіцієнт подібності крутного моменту;

M_H – максимальне значення крутного моменту, діючого на шарнір рами натуральної моделі;

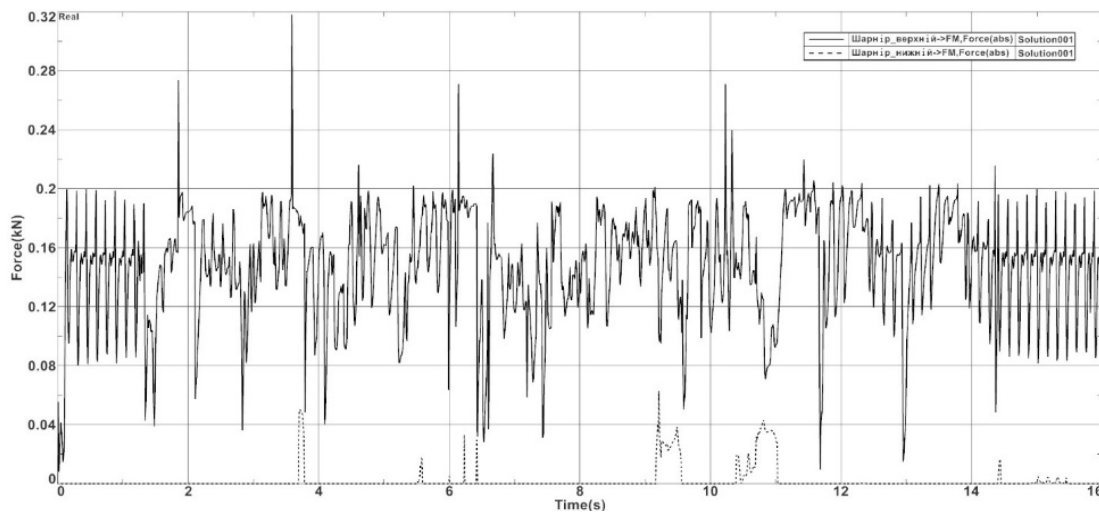
$M_{3М}$ – максимальне значення крутного моменту, діючого на шарнір рами зменшеної моделі.

У першому випадку максимальне значення зусилля дорівнює 37 кН для оригінальної рами (рис. 4, а) та $0,32 \text{ кН}$ для зменшеної рами (рис. 4, б). Значення крутного моменту для оригінальної рами становить $94000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 5, а), для зменшеної рами $78 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 5, б).

У другому випадку максимальне значення зусилля дорівнює 170 кН (рис. 6, а) для оригінальної рами та $1,48 \text{ кН}$ (рис. 6, б) для зменшеної рами. Значення крутного моменту для оригінальної рами становить $230000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 7, а), для зменшеної рами $310 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 7, б) Таким чином, коефіцієнти подоби $K_{ПФ}$ зусилля на шарнірі рами для першого випадку буде дорівнювати $115,63$, коефіцієнт подоби крутного моменту $K_{ПМ}$ – дорівнює $1205,1$. У другому випадку відповідно $K_{ПФ}$ дорівнює $114,86$, а $K_{ПМ}$ дорівнює $741,9$.



а

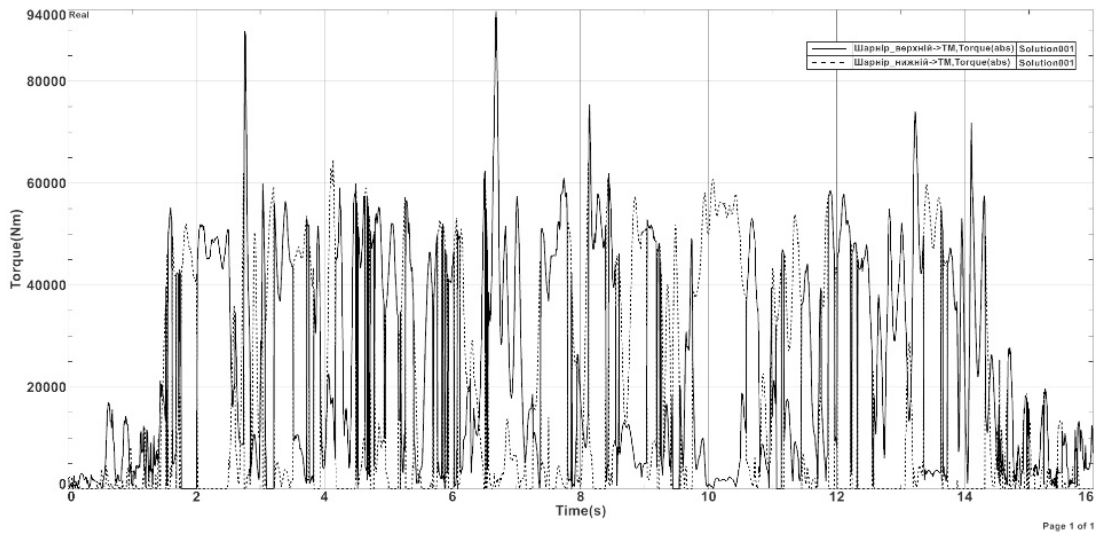


б

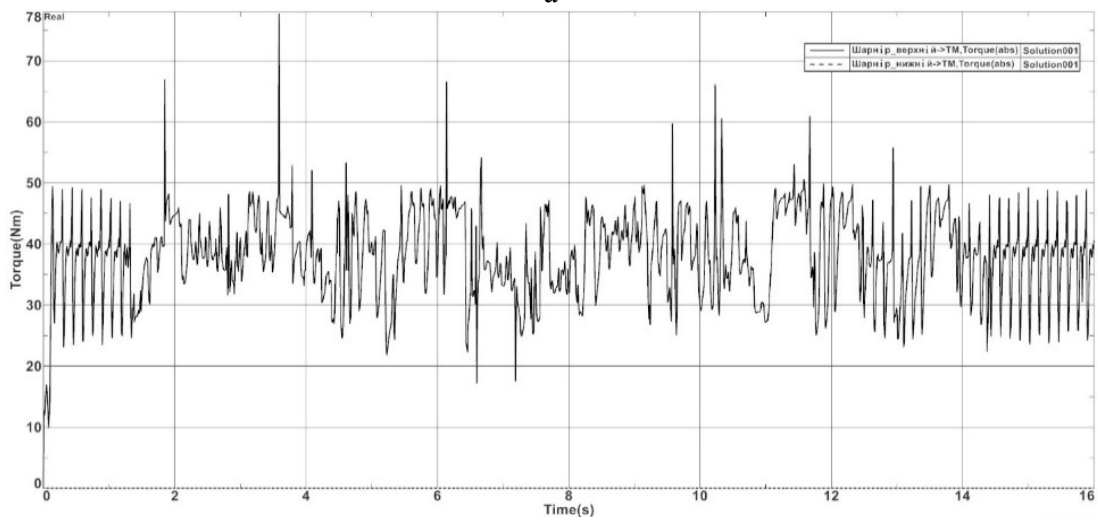
а – для моделі у натуральну величину; б – для моделі, зменшеної у 5 разів

Рисунок 4 – Графіки діючих сил на шарнір рами у випадку переміщення повного ковша по нерівній поверхні

Джерело: розроблено авторами



а

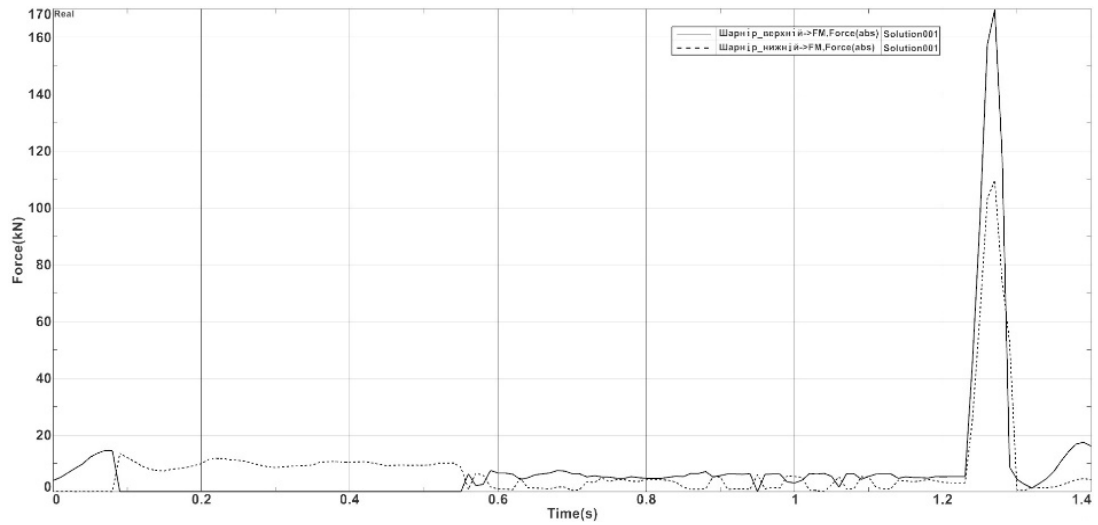


б

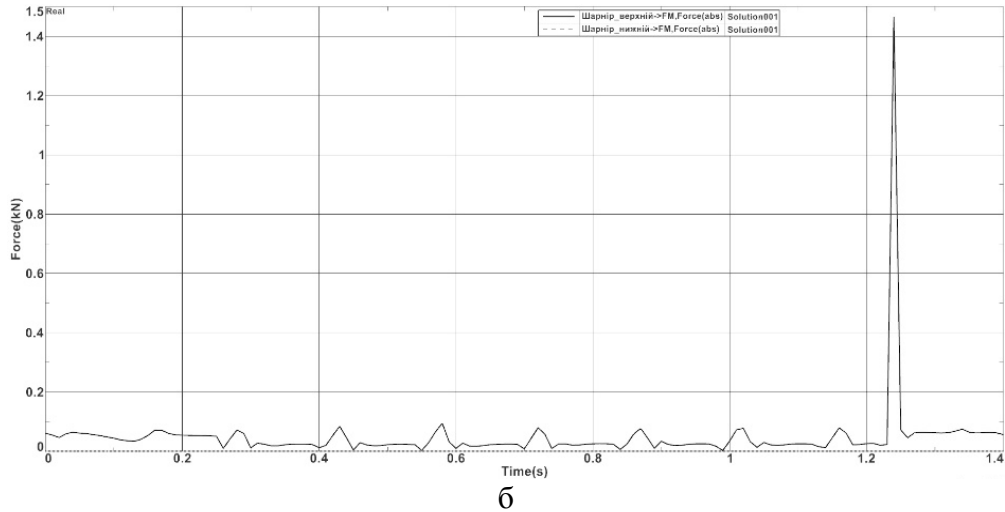
а – для моделі у натуральну величину; б – для моделі, зменшеної у 5 разів

Рисунок 5 – Графіки крутних моментів, діючих на шарнір рами у випадку переміщення повного ковша по нерівній поверхні

Джерело: розроблено авторами



а

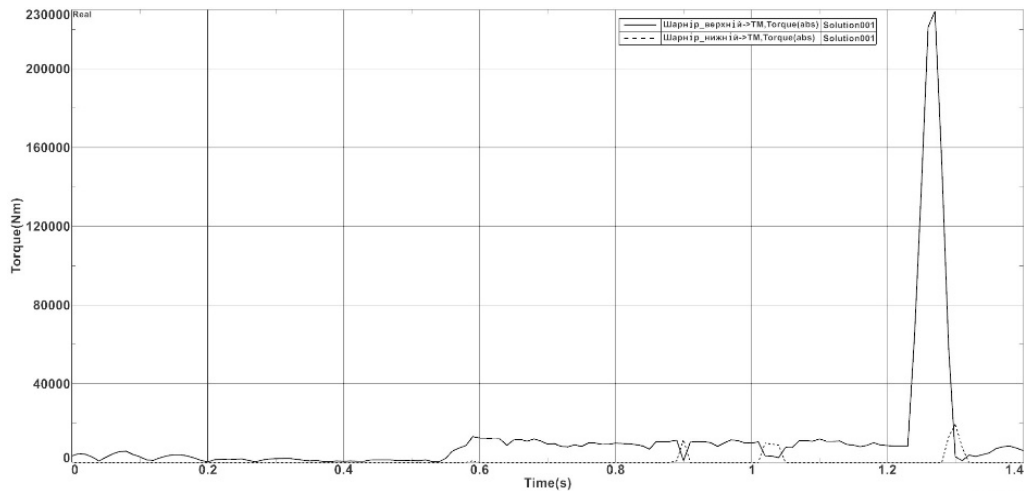


б

а – для моделі у натуральну величину; б – для моделі, зменшеної у 5 разів

Рисунок 6 – Графіки діючих сил на шарнір рами у випадку зіткнення з перешкодою під час наповнення ковша

Джерело: розроблено авторами



а

а – для моделі у натуральну величину; б – для моделі, зменшеної у 5 разів

Рисунок 7 – Графіки крутних моментів, діючих на шарнір рами у випадку зіткнення з перешкодою під час наповнення ковша

Джерело: розроблено авторами

Висновки. У роботі викладено результати проведеного комп'ютерного моделювання 3D моделей фронтального навантажувача з використанням програми NX, визначені коефіцієнти подібності для двох найбільш поширених випадків виконання навантажувачем робочих операцій: переміщення повного ковша по нерівній поверхні та зіткнення з перешкодою під час наповнення ковша. Таким чином, якщо визначені ці коефіцієнти, можна припустити, що при моделюванні нової несучої системи, виконавши зменшену її копію у відповідному масштабі та випробувавши її на навантаження засобами комп'ютерного моделювання, чи виконавши натурні випробування, можна визначити, які навантаження будуть впливати на модель з натуральними розмірами. Подальшими дослідженнями передбачається виготовлення зменшеної натурної моделі навантажувача та проведення експериментальних випробувань з метою підтвердження результатів комп'ютерного моделювання.

Список літератури

1. Liang Sun, Zhen Gwen Yuan, Shumen Zhu. Research on Fatigue Life Prediction Method of Tractor Frame. *Conf. Series: Earth and Environmental Science*, 2019. P. 358.
2. Adam Rehnberg. Vehicle dynamic analysis of wheel loaders with suspended axles. Royal Institute of Technology Vehicle Dynamics. Stockholm, 2008.
3. Dr. R. Rajappan, M. Vivekanandhan. Static and Modal Analysis of Chassis by Using Fea. *The International Journal of Engineering and Science*. 2013. Vol. 2. Issue 2. Pp. 63-73.
4. Teo Han Fui, Roslan Abd. Rahman. Statics and dynamics structural analysis of a 4.5-ton truck chassis. Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia. *Jurnal Mekanikal*, December, 2007. No. 24. Pp. 56 – 67.
5. Hemant B.Patil, Sharad D.Kachave, Eknath R.Deore. Stress analysis of automotive chassis with various thicknesses. *Journal of Mechanical and Civil Engineering*. 2013. Vol. 6. Pp. 44-49.
6. Roslan Abd Rahman, Mohd Nasir Tamin, Ojo Kurdi. Stress analysis of heavy-duty truck chassis as a preliminary data for its fatigue life prediction using fem. Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia. *Jurnal Mekanikal*, December. 2008. No. 26 Pp. 76-85.
7. Haval Kamal Asker¹, Thaker Salih Dawood and Arkan Fawzi Said. Stress analysis of standard truck chassis during ramping on block using finite element method. *Journal of Engineering and Applied Sciences*. June, 2012. Vol. 7, no. 6. Pp. 641-648.
8. Gillespie T.D., Karamihas S.M. Simplified models for truck dynamic response to road inputs. *Heavy Vehicle Systems, International Journal of Vehicle Design*. 2000. Vol 7, No 1. Pp. 52-63.
9. Blundell M., Harty D. The multibody systems approach to vehicle dynamics, Elsevier, 2004. P. 10.
10. Кухтов В.Г., Щербак О.В., Сумінов А.В. Удосконалення методів розрахунку несучої системи шарнірного тягача. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів: наук. журнал*. 2016. №5. С. 141-147.
11. Кухтов В.Г., Щербак О.В., Сумінов А.В. Розрахунок втомної довговічності несучих систем технологічних машин у nCode DesignLife. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів: наук. журнал*. 2018. №13. С.193-199.
12. Щербак О.В., Сумінов А.В., Хачатурян С.Л. Розробка методики проектування спеціалізованих машин на базі шарнірного тягача. *Вісник ХНАДУ: зб. наук. пр.* 2021. Вип. 95. С. 32-37.
13. Щербак О.В. Розробка раціональних параметрів з'єднувально-керуючого модуля фронтального навантажувача: дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.04 / О.В. Щербак. Х., 2002. 120 с.
14. Щербак О.В., Сумінов А.В. Розробка раціональних параметрів несучої системи шарнірного тягача. *Вісник ХНАДУ: зб. наук. пр.* 2016. Вып. 73. С. 229-233.

References

1. Liang Sun, Zhengwen Yuan, Shumin Zhu. (2019). Research on Fatigue Life Prediction Method of Tractor Frame. *Conf. Series: Earth and Environmental Science*, p. 358 [in English].
2. Adam Rehnberg. (2008). *Vehicle dynamic analysis of wheel loaders with suspended axles*. Stockholm : Royal Institute of Technology Vehicle Dynamics [in English].
3. Rajappan, Dr. R. & Vivekanandhan, M. (2013). Static and Modal Analysis of Chassis by Using Fea. *The International Journal of Engineering and Science*, Vol. 2, Issue 2, Pp. 63-73 [in English].
15. Teo Han Fui & Roslan Abd. Rahman. (2007). Statics and dynamics structural analysis of a 4.5-ton truck chassis. Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia. *Jurnal Mekanikal*, (December), No. 24, Pp. 56 – 67 [in English].
4. Stress analysis of automotive chassis with various thicknesses. Hemant B.Patil, Sharad D.Kachave, Eknath R.Deore. *Journal of Mechanical and Civil Engineering*, Volume 6, Issue 2013, 44-49 [in English].

5. Hemant, B.Patil, Sharad, D.Kachave & Eknath, R.Deore. (2013). Stress analysis of automotive chassis with various thicknesses. *Journal of Mechanical and Civil Engineering, Vol. 6.* Pp. 44-49 [in English].
6. Roslan Abd Rahman, Mohd Nasir Tamin & Ojo Kurdi. (2008). Stress analysis of heavy-duty truck chassis as a preliminary data for its fatigue life prediction using fem. Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia. *Jurnal Mekanikal*, (December), No. 26, Pp. 76-85 [in English].
7. Gillespie, T.D. & Karamihas, S.M. (2000). Simplified models for truck dynamic response to road inputs, *Heavy Vehicle Systems, International Journal of Vehicle Design, Vol 7, No 1*, 52-63 [in English].
8. Blundell, M., Harty, D., The multibody systems approach to vehicle dynamics, Elsevier, ISBN 0750651121, 2004. 10. [in English].
9. Kukhtov V.H., Shcherbak O.V. & Suminov A.V. (2016). Sovershenstvovanye metodov rascheta nesushchei systemy sharnyrnogo tiahacha [Improvement of calculation methods of the bearing system of the articulated tractor]. *Tekhnichnyi servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnogo kompleksiv : nauk. zhurnal Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes: science. magazine, 5*, 141-147 [in Ukrainian].
10. Kukhtov, V.H., Shcherbak, O.V. & Suminov, A.V. (2018). Raschet ustalostnoi dolhovechnosti nesushchykh system tekhnolohycheskykh mashyn v nCode DesignLife [Calculation of the fatigue life of the supporting systems of technological machines in nCode DesignLife]. *Tekhnichnyi servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnogo kompleksiv : nauk. zhurnal Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes: science. magazine, 13*, 193-199 [in Ukrainian].
11. Shcherbak, O.V., Suminov, A.V. & Khachaturian, S.L. (2021). Rozrobka metodyky proektuvannia spetsializovanykh mashyn na bazi sharnirnogo tiahacha [Development of a methodology for designing specialized machines based on an articulated tractor]. *Visnyk KhNADU: sb. nauch. tr. – Bulletin of the Khnadu: coll. of science, Issue 95*, 32-37 [in Ukrainian].
12. Shcherbak, O.V. (2002). Razrabotka ratsyonalnykh parametrov soedynytelno-upravliaiushcheho modulia frontalnogo pohruzhyka [Development of rational parameters of the connection and control module of the front-end loader: dissertation]. *Candidate's thesis*. Kharkiv [in Ukrainian].
13. Shcherbak, O.V. & Suminov, A.V. (2016). Razrabotka ratsyonalnykh parametrov nesushchei systemy sharnyrnogo tiahacha [– Development of rational parameters of the bearing system of the articulated tractor]. *Vestnyk KhNADU : sb. nauch. tr. – Bulletin of the Khnadu: coll. of science, Issue 73*, 229-233 [in Ukrainian].

Oleh Sherbak, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Andrey Suminov**, assistant

Kharkiv National Automobile Highway University, Kharkiv, Ukraine

Serhiy Khachaturyan, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Study of Dynamic Loads of the Front Loader Frame Using 3D Computer Models in the Siemens NX Environment

When designing new construction and road machines, a variety of CAD and CAE computer programs are used. The designer has the ability to set certain strength properties of the future structure using finite element calculations, and after the first prototype is made, the moment comes when it needs to be tested for loads applied during technological operations to confirm the preliminary strength calculations. The goal of this work is to compare the test results of 3D models of two load-bearing systems of the T-156B loader, one of which is the original and the other a fivefold reduced copy.

The result of the comparison is a reduction factor, the calculation of which will allow us to determine how and how many times the load is reduced when scaling 3D models. Previous work on this topic was done in the Ansys calculation complex, but the long process of calculating the task, importing, and complex process of configuring the model forced us to switch to a faster Siemens NX software complex. This software package has a clear and simple interface while performing calculation tasks much faster than Ansys. In this work, similarity coefficients were calculated for two more common cases of forklift operations: moving a full bucket over an uneven surface and colliding with an obstacle while filling the bucket. Thus, knowing these coefficients, it can be assumed that when modeling a new load-bearing system, by making a reduced copy of it in the appropriate scale and testing it for loading by means of computer modeling, or by conducting field tests, it is possible to calculate what loads will affect the model with natural dimensions.

The article proposes a new solution for analyzing the strength of load-bearing systems at the design stage using the theory of similarity. This method makes it possible not to create a full-size model of a new load-bearing system (frame) in metal for testing. In accordance with the proposed method, it is enough to make a scaled simplified model of the future load-bearing system (frame), conduct strength tests and, in accordance with the similarity coefficient, calculate what loads will affect the full-size load-bearing system. This method can significantly reduce the cost of materials, production, and manufacturing time for new products.

strength, dynamics, three-dimensional modeling, Siemens NX, similarity theory, design

Одержано (Received) 03.05.2023

Прорецензовано (Reviewed) 15.05.2023

Прийнято до друку (Approved) 29.05.2023