

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МАЛОГАБАРИТНОГО НАВАНТАЖУВАЧА

Ковалевський С. Г.¹, Білякович М. О.²

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Національний транспортний університет

Анотація. У статті наведені результати досліджень міцності робочого обладнання малогабаритного навантажувача на базі самохідного шасі. Проектування сучасних будівельних машин потребує створення розрахункових схем і використання сучасних програмних засобів, що дає змогу дослідити питання навантаження робочого обладнання більш докладно та отримати достовірні результати. Аналіз місць експлуатації малогабаритних навантажувачів свідчить про часті випадки проведення вантажних робіт у стиснених умовах, поряд із будівельниками, що накладає підвищені вимоги до міцності робочого обладнання. На основі створених розрахункових схем і сучасних програмних засобів досліджено навантаження робочого обладнання, визначено сили, що діють за умови зміни ваги вантажу, коефіцієнта динамічності, вертикального розміру перерізу рукояті. Аналіз залежності діючих напруг від ваги вантажу та коефіцієнта динамічності дав змогу запропонувати рекомендації щодо раціональних режимів роботи навантажувача.

Ключові слова: міцність, навантажувач, робоче обладнання, рукоять, стріла, розрахункова схема, сили, напруги, режими роботи.

Вступ

Зростання обсягів будівельних робіт, що виконуються під час упорядкування прибудинкових територій, дитячих майданчиків, пішохідних доріжок, потребує використання широкої номенклатури малогабаритних машин для проведення земляних і дорожніх робіт, зокрема навантажувачів.

Основними вимогами, що висуваються до малогабаритних навантажувачів, є невеликі габарити, що дає змогу виконувати роботи в стиснених умовах, добра маневреність, невелика вага, яка дозволяє надавати незначного тиску на поверхні, якою пересувається техніка, забезпечення безпеки проведення вантажних робіт, ефективність та економічність.

Наведеним умовам повною мірою відповідає різноманітна будівельна техніка, що агрегатується із самохідними шасі, які багато років виробляються на підприємствах України та працюють в організаціях з благоустрою та впорядкування міського простору.

Незаперечною перевагою самохідних шасі перед значною кількістю короткобазових навантажувачів, що також широко використовуються в комунальному господарстві, є більша стійкість завдяки великій колісній базі та можливості застосування додаткових виносних опорів, установлених на машині, а також наявність саморозвантажувальної платформи для перевезення вантажів.

Робота малогабаритних навантажувачів на базі самохідних шасі в стиснених умовах, поряд із будівельниками, які виконують монтажні роботи, потребує підвищеної уваги до забезпечення міцності металоконструкції машини, тому питання дослідження навантаження робочого обладнання є актуальним завданням.

Аналіз публікацій

У роботах [1, 2] розглянуті загальні питання проектування гідравлічного обладнання навантажувачів, визначення раціональних параметрів приводів навантажувачів.

Дослідження [3] присвячено формуванню та оцінюванню інноваційних технічних рішень однокішшевих екскаваторів із телескопічним робочим обладнанням, робочий процес яких суттєво відрізняється від вантажних робіт.

У працях [4, 5] розглядаються системи автоматичного керування гідроманіпуляторами, побудовано функціональну модель автоматизованої системи керування, розроблено новий універсальний метод розв'язання задачі кінематичного керування гідроманіпулятором, зокрема й надлишкового, що дає змогу визначити найбільш раціональні закони зміни приєднаних координат гідроманіпулятора з погляду мінімуму енергетичних витрат на його рух і забезпечує переміщення робочого обладнання за довільною траєкто-

рією. Але розгляд системи «стріла – рукоять – ківш» не дає повною мірою використати здобуті результати для дослідження навантажувачів.

Питання збереження енерговитрат у вантажних маніпуляторах на транспортних засобах розглянуто в роботі [6]. Однак не було визначено діючих навантажень у металоконструкції машин.

У працях [7, 8] проведено моделювання робочого обладнання малогабаритного навантажувача за допомогою сучасних програмних засобів і досліджено транспортний режим короткобазового навантажувача під час переїзду через одиночну перешкоду. Проте не вивчено діючі зусилля.

У статтях [9, 10] наведено математичне моделювання процесу подолання одиночної перешкоди та кореляція результатів комп'ютерного моделювання з експериментальними дослідженнями процесу подолання одиночної нерівності короткобазовим навантажувачем.

Установлено, що рівні адекватності комп'ютерного моделювання й математичних моделей за критерієм Пірсона перебувають у межах допустимих.

У роботі [11] розглянуті питання створення віртуальних лабораторій, які складаються з необхідної кількості комп'ютерних моделей. Це дає змогу імітувати окремі процеси, що виникають під час виконання технологічних операцій навантажувача. Комп'ютерна модель навантажувача допомогла виконати кінематичні дослідження робочого обладнання, визначити швидкості й прискорення штоків гідروциліндрів управління обладнанням.

За допомогою цієї моделі можна визначити динамічні навантаження на ходовому обладнанні під час руху машини заданою траєкторією та подолання перешкод.

Модель дає змогу змінювати як параметри опорної поверхні, так і деякі параметри самої машини, а саме швидкість руху, положення ківша, масу матеріалу, що транспортується, а також дозволяє досліджувати режими навантаження ходового обладнання в разі наїзду на перешкоди тільки одним із бортів навантажувача, або вивчати перерозподіл реакцій під час поворотів машини, тобто аналізувати параметри поперечної стійкості машини.

Треба зазначити, що комп'ютерна модель створена для короткобазового навантажувача, обладнаного ковшем, але не може бути застосована для інших видів машин.

Мета та постановка завдання

Метою дослідження є розроблення науково обґрунтованих рекомендацій щодо зниження навантаження робочого обладнання малогабаритного навантажувача на основі створеної розрахункової схеми, визначення діючих сил та напруг і раціональних режимів роботи навантажувача.

Визначення розрахункових навантажень у вузлах металоконструкції машини

Розглянемо розрахункове положення, у якому рукоять робочого обладнання розташована горизонтально, і на неї діє максимальний вантаж (рис. 1, 2).

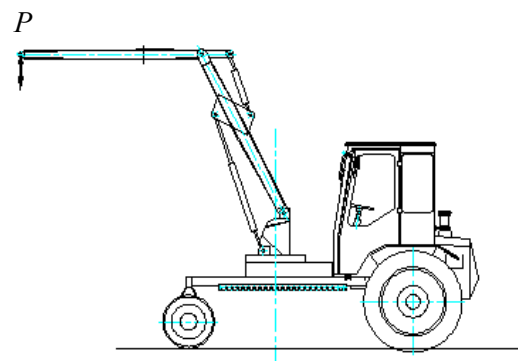


Рис. 1. Схема горизонтального розташування рукояті

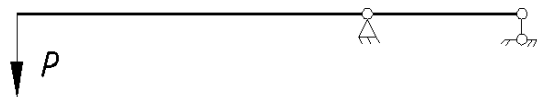


Рис. 2. Розрахункова схема рукояті

За розрахункове навантаження P , приймаємо максимальну вагу вантажу з урахуванням динамічного коефіцієнта.

$$P = k_{\delta} \cdot m \cdot g, \quad (1)$$

де k – динамічний коефіцієнт, $k_{\delta} = 1,25$; m – маса вантажу, кг.

Для стріли розрахунковим є положення найбільшого моменту, що вигинає, тобто положення за умови максимального вильоту (рис. 3).

Визначення центра тяжіння стріли й рукояті, а також маси металоконструкції було проведено на комп'ютерній моделі за допомогою програми *Solid Works* (рис. 4).

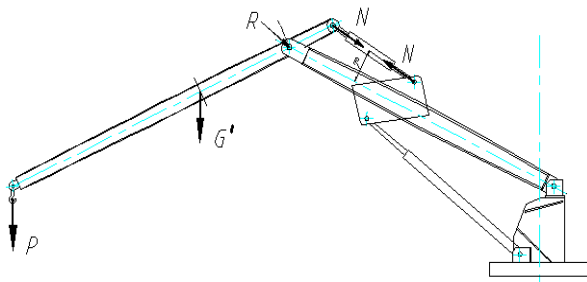


Рис. 3. Схема розташування стріли на максимальному вильоті

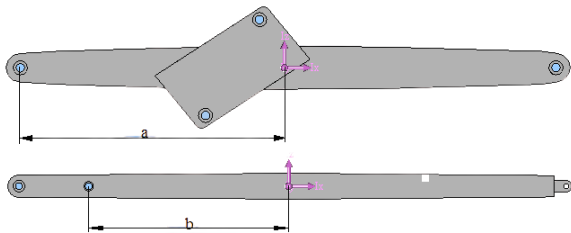


Рис. 4. Визначення центра тяжіння стріли й рукояті

Визначимо навантаження, що діють в шарнірах стріли. Для цього перейдемо до спрощеної розрахункової схеми стріли.

Відкинемо рукоять, замінивши її дію відповідною реакцією R . Розглянемо окремо рукоять для визначення цього навантаження (рис. 5).

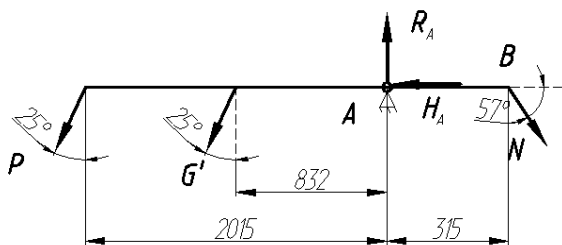


Рис. 5. Схема для розрахунку стріли

Для визначення реакції R розкладемо на деякі невідомі реакції R_A і H_A , як показано на схемі.

Запишемо рівняння рівноваги системи

$$\begin{cases} \sum F_x = P \cdot \sin 25^\circ + G^I \cdot \sin 25^\circ + H_A - N \cdot \cos 57^\circ \\ \sum M_A = (2015 \cdot P + G^I \cdot 832) \cdot \cos 25^\circ \\ \sum M_B = (2330 \cdot P + G^I \cdot 1147) \cdot \cos 25^\circ \end{cases} \quad (2)$$

$$N = \frac{(2015 \cdot P + G^I \cdot 832) \cdot \cos 25^\circ}{\sin 57^\circ \cdot 315} \quad (3)$$

$$R_A = \frac{(2330 \cdot P + G^I \cdot 1147) \cdot \cos 25^\circ}{315} \quad (4)$$

$$H_A = N \cdot \cos 57^\circ - P \cdot \sin 25^\circ + G^I \cdot \sin 25^\circ \quad (5)$$

Реакція з боку стріли на рукоять буде дорівнювати

$$R = \sqrt{R_A^2 + H_A^2} \quad (6)$$

Ураховуючи те, що сила дії з боку стріли на рукоять, буде рівна по модулю силі дії з боку рукояті на стрілу, а реакції в шарнірах гідроциліндра також будуть рівні, зобразимо схему сил, що діють на стрілу (рис. 6).

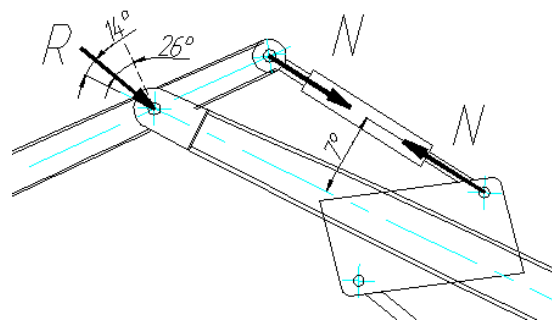


Рис. 6. Схема сил, що діють на стрілу

На рис. 7 зображена розрахункова схема стріли як балки, встановленої на шарнірах.

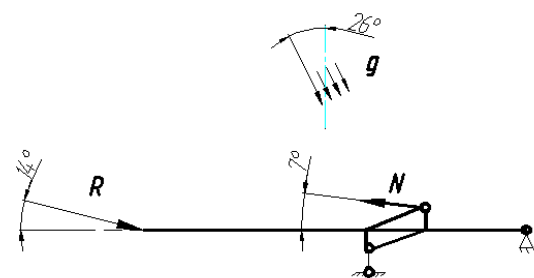


Рис. 7. Розрахункова схема стріли

Результати розрахунку зусиль, які діють у рукояті за умови ваги вантажу $m = 4000$ Н та 4500 Н і коефіцієнта динамічності k , що дорівнює $1, 1,1 \dots 1,5$, наведені на рис. 8.

Результати розрахунків напружень, що діють у рукояті, залежно від висоти перерізу, зображені на рис. 9.

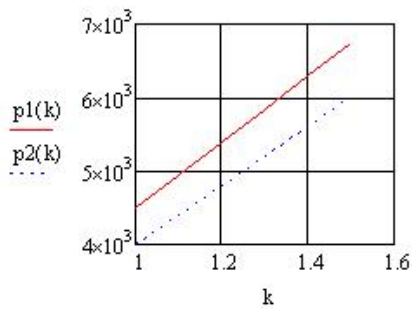


Рис. 8. Залежність зусиль у рукояті від коефіцієнта динамічності

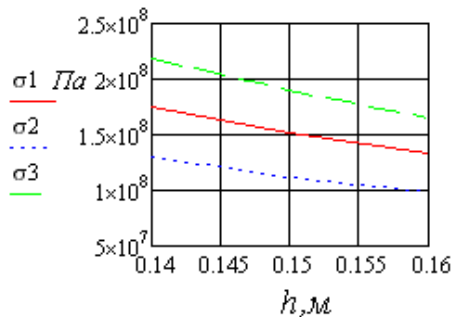


Рис. 9. Залежність напружень у рукояті від висоти перерізу

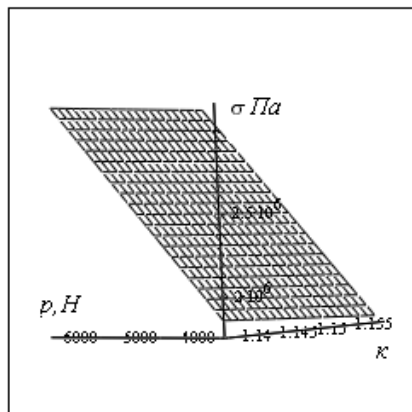


Рис. 10. Залежність напружень від зусиль p та коефіцієнта динамічності k

Висновки

На основі розроблених розрахункових схем стріли й рукояті досліджено навантаження робочого обладнання, що проводилося за допомогою створеної програми за умови змінних значень ваги вантажу від 4000 Н до 4500 Н, коефіцієнта динамічності, що дорівнював 1, 1,1 ... 1,5, а також висоти перерізу рукояті з 0,14 до 0,16 м.

Аналіз результатів досліджень показав, що збільшення коефіцієнта динамічності до значень 1,5 за умови ваги вантажу 4500 Н призводить до збільшення діючої сили до 6840 Н, але напруги в цьому разі зберігаються в межах допустимих.

Підвищення вантажу, з яким працює навантажувач, до 5000 Н потребує збільшення висоти перерізу рукояті до 0,15 м для того, щоб напруги знаходилися в межах допустимих.

Аналіз залежності діючих напруг від ваги вантажу й коефіцієнта динамічності дав змогу запропонувати рекомендації з раціональних режимів роботи навантажувача, які складаються з обмеження величини вантажу величиною 4500 Н, а коефіцієнта динамічності в межах 1,3–1,4 за умови висоти перерізу рукояті 0,14 м та товщини стінки 0,05 м.

Також рекомендується працювати без ривків, плавно на невеликих швидкостях підйому, у межах коефіцієнта динамічності до величини 1,3–1,4.

Розроблена методика дослідження пропонується для використання під час експлуатації малогабаритного навантажувача в різних режимах, а також у проектуванні робочого обладнання навантажувачів подібного класу та конструктивного виконання.

У подальшому пропонується створення комп'ютерної моделі рукояті та стріли з метою дослідження напруг, що виникають у металоконструкції робочого обладнання на сучасному рівні, виявлення місць концентрації напруг і розроблення пропозицій з їх усунення.

Завданням подальших досліджень можна вважати перевірку адекватності створених розрахункових схем і розробленої комп'ютерної моделі та визначення розбіжностей між визначенням напруг аналітичним способом і моделюванням у комп'ютерній програмі.

Література

1. Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин. Харків: ХНАДУ, 2016. 436 с.
2. Раціональні приводи підйомно-транспортних, дорожніх машин та логістичних комплексів: монографія / О. В. Григоров та ін.; за ред. О. В. Григорова. Харків: ХНАДУ, 2016. 352 с.
3. Хмара Л. А., Дахно О. О., Романовський О. Л. Тенденції розвитку робочого обладнання гідравлічних екскаваторів зі змінними геометричними параметрами. *Вісник НУВГІП*: зб. наук. праць. Рівне: НУВГІП, 2015. № 2 (70). С. 433–448.
4. Гурко О. Г., Доля Ю. О. Дослідження параметрів руху автогідропіднімача з обертальними зчленуваннями. *Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні*. 2016. № 2. С. 121–127.

5. Abbaszadeh E., Haddad-Zarif M. Control of robot manipulator with uncertain dynamics by adaptive fuzzy controller. *Journal of Intelligent Automation Systems*. 2014. URL: http://jias.shahroodut.ac.ir/article_225_0.html (last accessed: 10.02.2017).
6. Ловейкін В. С., Мішук Д. О. Области збереження енерговитрат у вантажних маніпуляторах на транспортних засобах. *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. 2010. № 75. С. 37–42.
7. Єфименко О. В., Плуґіна Т. В., Мусаєв З. Р. Моделювання робочого обладнання малогабаритного навантажувача за допомогою сучасних програмних засобів. *Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля*. Северодонецьк, 2017. Вип. 4. С. 98–102.
8. Єфименко О. В., Мусаєв З. Р. Дослідження транспортного режиму короткобазового навантажувача при переїзді через одиночну перешкоду. *Молода наука роботизація і нанотехнології сучасного машинобудування*: тези доповідей міжнародної молодіжної науково-технічної конференції (м. Краматорськ, 09–10 квітня 2019 р.). Краматорськ, 2019. С. 88–92.
9. Розенфельд М. В., Єфименко О. В., Мусаєв З. Р. Математичне моделювання процесу занурення робочого обладнання малогабаритного навантажувача у штабель з матеріалом. *Піднімально-транспортне обладнання та елементи приводів машин*: тези доповідей 13-го міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків (18–19 травня 2017 р., Львів). Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2017. С. 144–145.
10. Математичне моделювання процесу подолання одиначної перешкоди короткобазовим навантажувачем. *Проблеми розвитку транспорту і логістики*: тези доповідей 9-ї міжнародної науково-практичної конференції, (м. Одеса, 22–24 травня 2019 р.). Одеса, 2019. С. 164–167.
11. Вороновський Д. В. Результати статичного, фізичного і комп'ютерного моделювання в віртуальних дослідженнях малогабаритних навантажувачів. *Матеріали конференції КІТ-2022*. Харків: ХНАДУ, 2022.
- teleskopichnim robochim obladnannjam. *Budivnictvo. Materialoznavstvo. Mashinobuduvannya*: sb. nauch. tr. Seriya: Pidjomno-transportni, budivelni i dorozhni mashini i obladnannya. Dnipro, no. 97, pp. 47–61.
4. Gurko, O.G., Dolya, Yu.O. (2016) Doslidzhennya parametriv ruhu avtogidropidnimacha z obertalnimi zchlenuvanniyami. *Novi materialy i tehnologiyi v metalurgiyi ta mashinobuduvanni*, no. 2, pp. 121–127.
5. Abbaszadeh, E., Haddad-Zarif, M. (2014) Control of robot manipulator with uncertain dynamics by adaptive fuzzy controller. *Journal of Intelligent Automation Systems*. URL: http://jias.shahroodut.ac.ir/article_225_0.html (last accessed: 10.02.2017).
6. Lovejkin, V.S., Mishuk, D.O. (2010) Oblasti zberezhennya energovitrata u vantazhnikh manipulyatorah na transportnikh zasobah. *Girnichy, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini*, no. 75, pp. 37–42.
7. Yefimenko, O.V., Plugina, T.V., Musayev, Z.R. (2017) Modelyuvannya robochogo obladnannya malogabaritnogo navantazhuvacha za dopomogoyu suchasnikh programnikh zasobiv. *Visnik shidnoukrayinskogo nacionalnogo universitetu im. V. Dalya*. Severodoneck, vip. 4, pp. 98–102.
8. Yefimenko, O.V., Musayev, Z.R. (2019) Doslidzhennya transportnogo rezhimu korotkobazovogo navantazhuvacha pri pereyizdi cherez odinochnu pereshkodu. *Moloda nauka robotizaciya i nano-tehnologiyisuchasnogo mashinobuduvannya*: тези доповідей mizhnarodnoyi molodizhnoyi naukovotekhnichnoyi konferenciyi (Kramatorsk, 09–10 kvitnya 2019 r.). Kramatorsk, pp. 88–92.
9. Musayev, Z.R. (2019) Korelyaciya rezultativ komp'yuternogo modelyuvannya z eksperimentalnimi doslidzhenniyami procesu podolannya odinichnoyi nerivnosti korotkobazovim navantazhuvachem. *Stroitelstvo. Materialovedenie. Mashinostroenie*: sb. nauch. tr. Dnipro, no. 107, pp. 102–108.
10. Rozenfeld, M.V., Yefimenko, O.V., Musayev, Z.R. (2019) Matematichne modelyuvannya procesu podolannya odinichnoyi pereshkodi korotkobazovim navantazhuvachem. *Problemi rozvitku transportu i logistiki*: тези доповідей 9-i mizhnarodnoyi naukovopraktichnoyi konferenciyi (Odesa, 22–24 travnya 2019 r.). Odesa, pp. 164–167.
11. Voronovskij, D.V. (2022) Rezultati Statichnogo, fizichnogo i komp'yuternogo modelyuvannya v virtualnih doslidzhenniyah malogabaritnikh navantazhuvachiv. *Materialy konferenciyi KИT-2022*, Kharkiv.

References

1. Avrunin, G.A., Kirichenko, I.G., Samorodov, V.B. (2016) *Gidravlichne obladnannya budivelnih ta dorozhnikh mashin*. Kharkiv, 436 s.
2. Grigorov, O.V., Strizhak, V.V., Petrenko, N.O. et al. (2016) *Racionalni privodi pidjomno-transportnikh, dorozhnikh mashin ta logistichnikh kompleksiv: monografiya / za red. O. V. Grigorova*. Harkiv, 352 s.
3. Hmara, L.A., Dahno, O.O., Konstantinov, A.M. (2017) *Formuvannya i osinka innovacijnih tehniknih rishen odnokivshevih ekskavatoriv z*

Ковалевський Сергій Германович¹, канд. техн. наук, доцент кафедри будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова, 2407180@ukr.net,

тел. +38097-24-071-80,

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна, 61002.

Білякович Микола Олексійович, канд. техн. наук, професор кафедри інженерії машин транспортного будівництва, biliakovych.m@gmail.com, тел. +38050502752,

²Національний транспортний університет, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, Україна, 01010.

Studying the strength of a small-sized loader working equipment

Abstract. Problem. The growth in the volume of construction work carried out in the improvement of adjacent territories, playgrounds, and pedestrian paths requires the use of a wide range of small-sized machines for earthwork and road construction, including loaders. The main requirements for small-sized loaders are small dimensions, which makes it possible to perform work in cramped conditions, good maneuverability, light weight, which allows for low pressure on the surfaces on which the equipment moves, ensuring the safety of loading operations, efficiency and economy. These conditions are fully met by a variety of construction equipment that is combined with self-propelled chassis, which have been manufactured for many years at Ukrainian enterprises and used by organizations for the improvement and beautification of urban space. The indisputable advantage of self-propelled chassis over a large number of short wheelbase loaders, which are also widely used in the public utilities sector, is greater stability due to the large wheelbase and the possibility of using additional outriggers installed on the machine, as well as the availability of a self-unloading platform for transporting goods. The operation of small-sized forklifts based on self-propelled chassis in cramped conditions, along with builders performing installation work, requires increased attention to ensuring the strength of the machine's metal structure, so the issue of studying the load of working equipment is an urgent task. **Goal.** The aim of the study is to develop scientifically based recommendations for reducing the load of small-sized forklift equipment based on the created design scheme, determining the acting forces and stresses, and rational modes of operation of the forklift. **Methodology.** The design position in which the handle of the working equipment is located horizontally and the maximum load acts on it is considered. The design load is the maximum weight of the cargo, taking into account the dynamic coefficient. The calculated position for the boom is the position of the

greatest bending moment, i.e. the position at maximum reach. The center of gravity of the boom and handle, as well as the weight of the metal structure, were determined using a computer model. The loads acting in the boom joints are determined using a simplified, calculated, boom scheme, for which we will discard the handle, replacing its action with the corresponding reaction and consider the handle separately to determine this load. Given that the force of action from the boom on the handle will be equal in modulo to the force of action from the handle on the boom, and the reactions in the hydraulic cylinder joints will also be equal, we will depict the diagram of the forces acting on the boom. **Results.** Based on the developed design schemes of the boom and arm, we studied the loading of working equipment, which was carried out using the created program at variable values of the load weight from 4000N to 4500N, the coefficient of dynamism equal to 1, 1.1...1.5, and the height of the arm section from 0.14 to 0.16 m. The analysis of the research results showed that an increase in the coefficient of dynamism to a value of 1.5 at a load weight of 4500N leads to an increase in the acting force to 6840N, but the stresses are within the permissible limits. Increasing the load with which the forklift operates to 5000N requires an increase in the height of the handle section to 0.15m to ensure that the stresses are within the permissible limits. The analysis of the dependence of the acting stresses on the weight of the load and the coefficient of dynamism made it possible to propose recommendations for rational modes of operation of the forklift, which consist of limiting the load to 4500N and the coefficient of dynamism within 1.3-1.4 with a handle cross-sectional height of 0.14m and a wall thickness of 0.05m. It is also proposed to work without jerks, smoothly at low lifting speeds, within the range of the coefficient of dynamism up to 1.3-1.4. **Practical meaning.** The developed research methodology is proposed for use in the operation of a small-sized forklift in various modes, as well as in the design of working equipment for forklifts of a similar class and design.

Key words: strength, forklift, working equipment, handle, boom, design scheme, forces, voltages, operating modes.

Serhii Kovalevskyi PhD, Associate Professor
Department of building and road machines,
2407180 @ukr.net, tel. +38097-24-071-80.

Mykola Biliakovych, Ph.D., Professor, Department
of the engineering of transport construction
machines, biliakovych.m@gmail.com,
tel. +38050502752.