

УДК 621.879.445

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2020.88.2.61

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ В МОБІЛЬНІЙ ЗЕМЛЕРИЙНІЙ МАШИНІ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ ПІД ЧАС СТОПОРІННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

Мусійко В.Д., Гончар М.О., Ніколаєнко В.А.
Національний транспортний університет

Анотація. У процесі стопоріння робочих органів землерийних машин виникають значні динамічні навантаження, які діють на деталі трансмісії та можуть призвести до руйнування машини. Попередній орієнтовний розрахунок таких навантажень виконують за спрощеними одно- або двомасовими динамічними моделями. Для більш детального й точного аналізу динамічних навантажень в елементах трансмісії землерийної машини необхідно розглянути рух елементів багатомасової моделі машини. Навантаженість елементів трансмісії оцінюється за коефіцієнтом динамічності, який залежить від кінематичних та пружно-інерційних параметрів машини. Зменшення динамічних навантажень можливе корегуванням параметрів жорсткості валів та моментів інерції махових мас, а також введенням еластичних муфт та запобіжних фрикційних муфт з керувальним пристроєм.

Ключові слова: землерийна машина, стопоріння, робочий орган, динамічні навантаження.

Вступ

Для виконання поставлених завдань зі зміцнення обороноздатності держави Збройні сили України потребують оснащення сучасними зразками інженерної техніки. Основними вимогами до цієї техніки є мобільність, маневреність, висока продуктивність роботи в ґрунтах складної геології. Зазначеним вимогам відповідає землерийна машина ПЗМ-3.01, яка створюється Крюківським вагобудівним заводом. Для створення нових зразків землерийної техніки повинні передбачатися й розрахунки за екстремальних навантажень, зокрема під час стопоріння.

Аналіз публікацій

Серед наукових досліджень з проблеми цієї статті заслуговують на увагу роботи [1–4], у яких зазначалося, що найбільші навантаження на робочих органах (р.о.) і в приводах землерийних машин виникають у процесі стопорінні р.о. Автори [2] робили висновки, що амплітудні значення динамічних навантажень у пружних елементах визначаються конструктивними параметрами трансмісії, жорсткістю перепони та режимом роботи машини.

З достатньою для практичних розрахунків точністю визначення динамічних навантажень у процесі стопоріння р.о. виконується на одно- [4] та двомасових [1] динамічних моделях. Проте залишається відкритим питання перерозподілу цього навантаження за елементами механічної системи машини, які мають різні пружно-інерційні властивості. Відповідно лишаються невизначеним і кое-

фіцієнти динамічності окремих елементів машини за такого екстремального режиму роботи.

У режимі стопоріння робочого органу моделювання роботи запобіжних фрикційних пристроїв розбивається на два послідовних етапи до моменту спрацювання муфти та за умови проковзування муфти [2, 3]. Оскільки запобіжні муфти зі зрізними штифтами здійснюють повний розрив кінематичного ланцюга, для режиму стопоріння достатньо змодельовати перший етап до досягнення навантаження в пружному елементі моменту спрацювання муфти.

Шляхами щодо зменшення динамічних навантажень автори [1, 4] вважають:

- зменшення махових мас приводу;
- застосування додаткових пружних елементів;
- установлення муфт граничного моменту на тихохідних валах.

Мета і постановка завдання

Метою дослідження є розроблення методики щодо визначення динамічних навантажень, які виникають в елементах мобільної землерийної машини безперервної дії під час стопоріння р.о.

Для досягнення поставленої мети необхідно створити динамічну модель мобільної землерийної машини безперервної дії та провести її дослідження на предмет установлення характеристик і закономірностей формування динамічних навантажень у процесі стопоріння. Підтвердження адекватності ма-

тематичних моделей виконується на спрощених моделях, для яких можливий аналітичний розв'язок.

Дослідження навантажень при стопорінні робочого органу землерийної машини безперервної дії

У процесі розроблення ґрунту землерийною машиною безперервної дії можливе заклинювання її р.о., що відбувається за різних обставин. Такі нештатні ситуації можуть призвести до різкого збільшення динамічних навантажень та руйнування елементів машини. Для запобігання руйнуванню трансмісії приводу робочого обладнання в конструкції машини ПЗМ 3-01 передбачені муфти граничного моменту зі зрізними штифтами. У приводі робочого обладнання наявні дві запобіжні муфти, центральна – від заклинювання ротора металника, бокова – від заклинювання ланцюгового р.о.

Заклинювання ротора металника можливе за умови потрапляння тонкомірних предметів між лопатками ротора та щитком кожуха. Центральний запобіжний пристрій для запобігання руйнуванню трансмісії від заклинювання ротора металника встановлюється на виході з редуктора валу відбору потужності (ВВП).

Під час зустрічі ланцюгового р.о. з непереборною перепорою, наприклад каменем, колодою, корінням, або в разі попадання твердих предметів між гілкою ланцюга й зіркою відбувається заклинювання робочого органа. Боковий запобіжний пристрій, що запобігає руйнуванню трансмісії від заклинювання, встановлюється на вихідний вал роздаткової коробки.

Передача крутного моменту в запобіжних муфтах здійснюється за допомогою зрізного штифту. За умови перевищення допустимого крутного моменту штифт зрізається та роз'єднує привод. Конструкції центральної та бокової запобіжних муфт однакові та відрізняються тільки діаметром зрізного штифту. Максимальний крутний момент, що передає центральна запобіжна муфта за умови зрізання штифту: $M_{\max}^{\text{цн}} = 3345$ Нм. Максимальний крутний момент за умови зрізання штифту бокової запобіжної муфти: $M_{\max}^{\text{бок}} = 958$ Нм. Зведені до валу двигуна значення моментів: $M_{\max}^{\text{цн-зв}} = 2491$ Нм та

$$M_{\max}^{\text{цн-зв}} = 2428 \text{ Нм.}$$

Для визначення наближених значень мак-

симальних динамічних навантажень, що виникають в елементах привода машини під час стопоріння, можна скористатися методикою [1, 2]. За цією методикою механічна система машини представляється спрощеною динамічною системою з двома ступенями вільності (рис. 1).

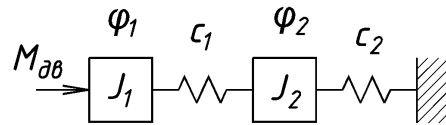


Рис. 1. Спрощена динамічна схема землерийної машини безперервної дії

Обертальні маси J_1 та J_2 , що обертаються з постійною кутовою швидкістю, миттєво гальмуються від накладення зв'язку з нерухомою ланкою. Реактивний елемент, що передає зусилля на нерухому ланку, має жорсткість виконувального механізму й перепони c_2 . Жорсткість пружних елементів машини від моторних мас двигуна до ланцюгового р.о. та (або) металника визначена як c_1 . Елементи J_1 та J_2 відповідають моментам інерції деталей двомасової моделі землерийної машини: J_1 – двигуна та частини трансмісії базового шасі; J_2 – решти трансмісії базового шасі та робочого обладнання. Спрощена модель багатомасової моделі землерийної машини [5] побудована за методом парціальних частот [6].

Таблиця 1 – Параметри спрощеної динамічної моделі землерийної машини безперервної дії

Режим роботи	Моменти інерції, $J \cdot 10^3$, кг·м ²		Жорсткість, $c \cdot 10^{-3}$, Н·м/рад
	J_1	J_2	c_1
Стопоріння робочого органа	5112.9	1763.1	5.312
Стопоріння металника	5160.8	1715.2	5.116

Побудова динамічної та математичної моделей дискретної динамічної системи виконано засобами мови програмування Modelica [7] – вільно поширеного програмного комплексу, що ґрунтується на використанні об'єктно орієнтованої мови програмування, симуляції, оптимізації та аналізу складних динамічних систем. Компонентна мо-

дель реалізує симуляцію власних крутильних коливань системи (рис. 2).

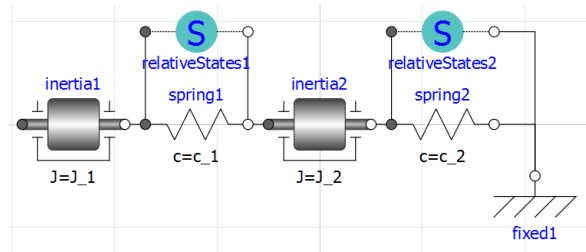


Рис. 2. Компонентна модель землерийної машини (спрощена)

Початковими умовами елементів моделі є: кути закручування мас $\varphi_1 = M_{дв}/c_1$; $\varphi_2 = 0$; швидкості мас $\omega_1 = \omega_{дв}$; $\omega_2 = \omega_{дв}$; де $M_{дв}$ – рушійний момент двигуна, $\omega_{дв}$ – кутова швидкість двигуна.

Результати симуляції – динамічні навантаження $Mrel1$ та $Mrel2$ (рис. 3.1–3.3) у пружних елементах моделі $spring1$ та $spring2$ підтверджуються аналітичним розв’язком [1, 8]. За результатами симуляції видно, що максимальні динамічні навантаження в пружних елементах значно перевищують момент, що забезпечується муфтою $M_{max}^{цн_зв} = 2491$ Нм. Величина динамічного навантаження $Mrel1$ та $Mrel2$ залежить від жорсткості перепони, яка змінювалася $c_2 = c_1/10$; $c_2 = c_1$; $c_2 = 10c_1$. Останнє значення $c_2 = 10c_1$ приймається для випадку зустрічі з «абсолютно» жорсткою перепонною.

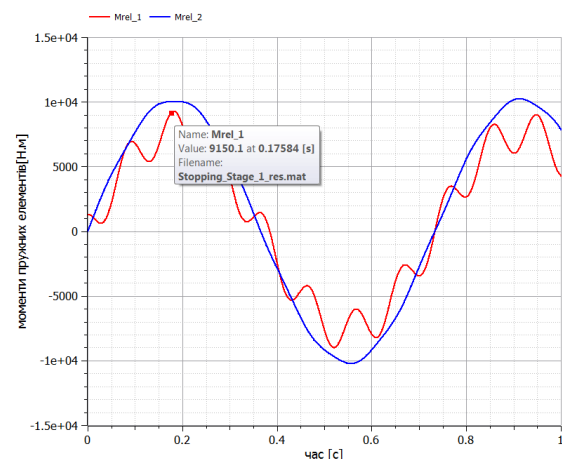


Рис. 3.1. Результати симуляції компонентної моделі спрощеної системи $c_2 = c_1/10$, $k_d = 3,7$

За оцінку навантаженості елементів приводу машини приймається коефіцієнт динамічності. Коефіцієнт динамічності є відношенням сумарного крутного моменту до найбільшого статичного моменту двигуна.

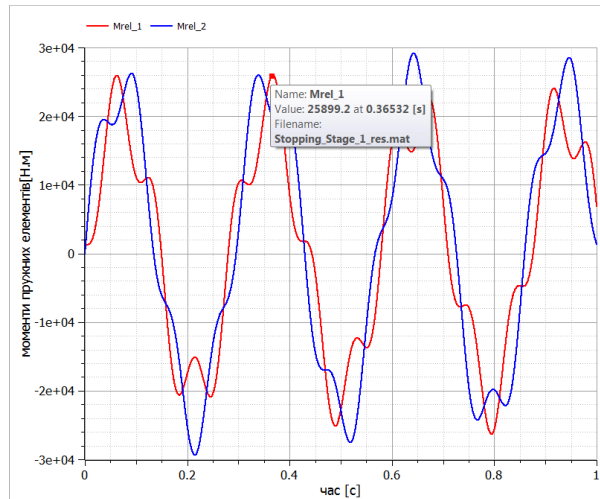


Рис. 3.2. Результати симуляції компонентної моделі спрощеної системи $c_2 = c_1$, $k_d = 8,7$

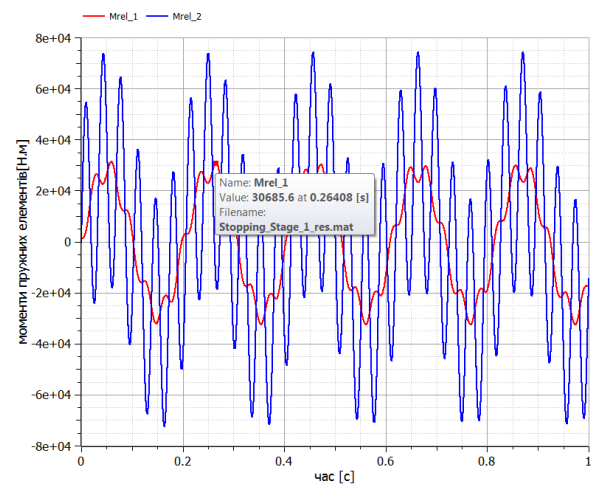


Рис. 3.3. Результати симуляції компонентної моделі спрощеної $c_2 = 10c_1$, $k_d = 10,2$

Значення моментів зведені до одного з валів системи, наприклад до колінчастого валу двигуна:

$$k_d = \frac{M_{cm} + M_{dmax}}{M_{cm}},$$

де k_d – коефіцієнт динамічності; M_{dmax} – максимальний динамічний момент, що виникає на р.о. і в приводі в конкретному розрахунковому положенні; M_{cm} – максимальний рушійний момент двигуна або момент спрацювання муфти граничного моменту, зведений до одного з валів машини, наприклад до колінчастого валу двигуна.

У випадку неспрацювання запобіжних пристроїв значення коефіцієнта динамічності елементів машини за її спрощеною моделлю у випадку зустрічі з «абсолютно» жорсткою перепонною $k_d = 25$.

Отримані значення динамічних навантажень та їх підтвердження аналітичним

розв'язком дозволяють застосувати алгоритм з визначення навантажень для багатомасової моделі механічної системи землерийної машини. Методика та створення компонентної динамічної моделі коливальних контурів двигуна, трансмісії базового шасі та ґрунторозробного р.о. землерийної машини описана в [5]. У режимі симуляції модель дозволяє визначити параметри вимушених або власних крутильних коливань під час стопоріння р.о.

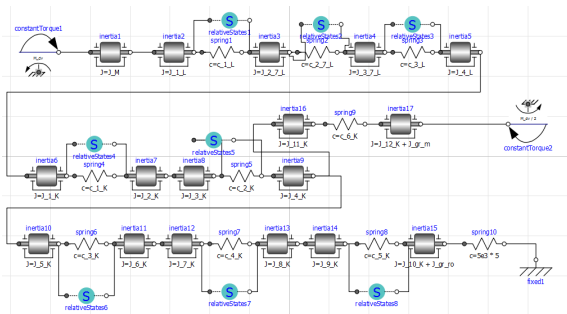


Рис. 4. Компонентна модель землерийної машини

Результати симуляції компонентної багатомасової динамічної моделі землерийної машини в разі стопоріння у випадку зустрічі з «абсолютно» жорсткою перепорою наведено на рис. 5.1–5.4. За результатами можна встановити величину коефіцієнтів динамічності під час стопоріння за умови спрацювання запобіжних пристроїв.

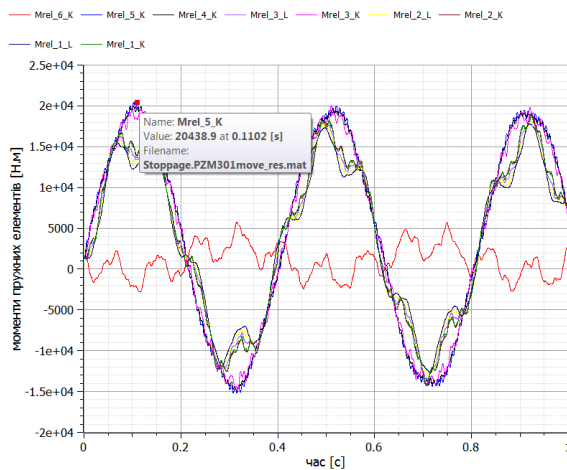


Рис. 5.1. Результати симуляції компонентної моделі (стопоріння ланцюгового р.о)

Так у процесі стопоріння ланцюгового р.о. (рис. 5.2) максимальні навантаження сприймають: частини роздаткової коробки приводу ланцюгового р.о. $k_d = 3,1$ та редуктора ланцюгового р.о. $k_d = 3,5$. Для решти елементів приводу, зокрема й трансмісії базового шасі $k_d \approx 2$.

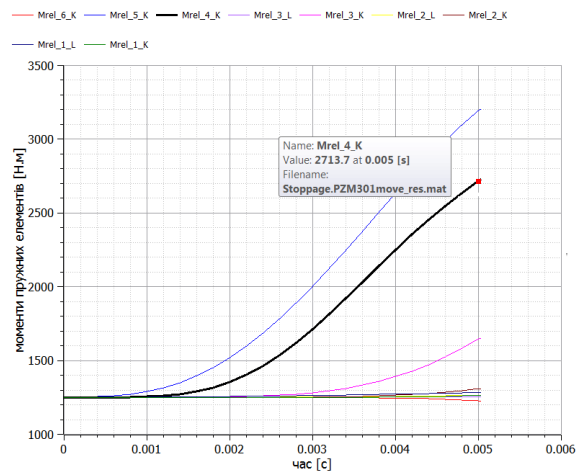


Рис. 5.2. Результати симуляції компонентної моделі (стопоріння ланцюгового р.о. до моменту спрацювання бокової запобіжної муфти)

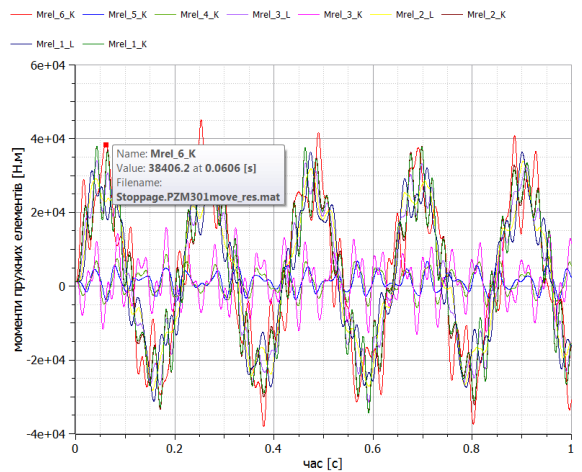


Рис. 5.3. Результати симуляції компонентної моделі (стопоріння металника)

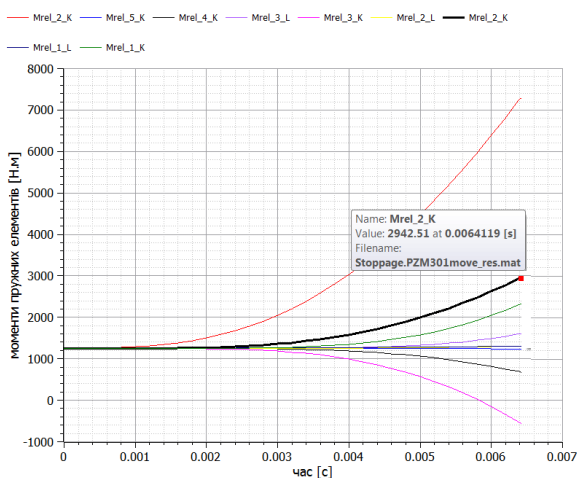


Рис. 5.4. Результати симуляції компонентної моделі (стопоріння металника до моменту спрацювання центральної запобіжної муфти)

Під час стопоріння металника (рис. 5.4) максимально навантаженими є карданна передача, ведуча частина роздаткової коробки $k_{\partial} = 3,3$, її частина приводу металника $k_{\partial} = 6,7$ та редуктор ВВП $k_{\partial} = 2,8$. Для решти елементів приводу $k_{\partial} \approx 2$.

Висновки

1. Пружно-інерційні характеристики приводу визначають високі значення коефіцієнта динамічності. У випадку неспрацювання запобіжних пристроїв: під час стопоріння ланцюгового р.о. $k_{\partial} = 17,0$; у разі стопоріння металника $k_{\partial} = 31,2$. За умови спрацювання запобіжних муфт найбільш навантаженими є елементи ґрунторозробного робочого обладнання: у процесі стопоріння ланцюгового р.о. $k_{\partial} = 3,1-3,5$; у випадку стопоріння металника $k_{\partial} = 2,8-6,7$. Для елементів трансмісії базового шасі $k_{\partial} \approx 2$.

2. Динамічна система землерийної машини безперервної дії має значну жорсткість. Зменшення жорсткості системи, наприклад, у разі введення пружних еластичних муфт з нелінійними характеристиками пружності або концептуальний перехід від механічного до гідроприводу знизить максимальні динамічні навантаження, що виникають в елементах машини під час стопоріння р.о.

3. Наявність двох запобіжних пристроїв у механічній системі є досить вдалим рішенням. Проте конструктивне поєднання запобіжних пристроїв зі зрізними штифтами та жорсткою механічною системою призводить до їх частого спрацювання навіть за умови номінальних режимів роботи у випадку короткочасного збільшення навантажень. Тому рекомендується змінити запобіжні муфти зі зрізними штифтами на фрикційні муфти з важільним керувальним пристроєм для повного розриву кінематичного ланцюга приводу [9].

Література

1. Волков Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. – Москва: Машиностроение, 1965. – 464 с.
2. Волков Д.П., Николаев С.Н., Марченко И.А. Надежность роторных траншейных экскаваторов. – Москва: Машиностроение, 1972. – 208 с.
3. Волков Д.П., Черкасов В.А. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. – Москва: Машиностроение, 1969. – 408 с.
4. Сухарев Э.А. Основы динамики подъемно-транспортных и дорожно-строительных ма-

шин: учебное пособие. – Ровно: НУВХП, 2012. – 191 с.

5. Николаєнко В.А., Гончар М.О., Високович Є.В. Динамічна модель землерийної машини безперервної дії з ланцюгово-балковим робочим органом // Вісник Національного транспортного університету. – 2019. – № 3. – С. 25–34.
6. Ривин Е.И. Динамика привода станков. – Москва: Машиностроение, 1966. – 204 с.
7. Режим доступу: <https://www.modelica.org/>.
8. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. – Киев: АН УССР, 1961. – 160 с.
9. Дмитриченко М.Ф., Гончар М.О., Николаєнко В.А. Технічна механіка: підручник. – Київ: НТУ, 2018. – 364 с.

References

1. Volkov D.P. (1965). *Dinamika i prochnost odnokovshovykh ekskavatorov* [Dynamics and strength of excavators]. Moskva: Mashinostroyeniye [in Russian].
2. Volkov D.P., Nikolaev S.N. & Marchenko I.A. (1972). *Nadezhnost rotornykh transheyных ekskavatorov* [Dependability of wheel trenchers]. Moskva: Mashinostroyeniye [in Russian].
3. Volkov D.P., Cherkasov V.A. *Dinamika i prochnost mnogokovshovykh ekskavatorov i otvaloobrazovateley* [Dynamics and strength of bucket excavators and spreaders] Moskva: Mashinostroyeniye, 1969. 408 p. [in Russian].
4. Suharev E.A. (2012). *Osnovy dinamiki pod'yemno-transportnykh i dorozhno-stroitelnykh mashin: uchebnoye po-sobiye* [Fundamentals of carrying-lifting and road-building machines dynamics: tutorial]. Rovno: NUWEE [in Russian].
5. Honchar M.O., Vysokovych Y.V., Nikolaienko V.A. (2019) The dynamic model of mobile continuous earth-moving machine with a chain-type trenching equipment. Visnyk National Transport University. Scientific and Technical Collection: In Part 2. Part 1: Series «Technical sciences». – Kyiv: National Transport University, Issue 43, 25–34 pp. [in Ukrainian].
6. Rivin E.I. (1966). *Dinamika privoda stankov* [Machine drive's dynamics]. Moskva: Mashinostroyeniye [in Russian].
7. Retrieved from <https://www.modelica.org/>
8. Kozhevnikov S.N. (1961). *Dinamika mashin s uprugimi zveniyami* [Dynamics and strength of excavators]. Kiev: Academy of Sciences USSR [in Russian].
9. Honchar M.O., Dmytrychenko M.F., Nikolaienko V.A., *Tekhnichna mekhanika* [Technical Mechanics] Kyiv: NTU, 2018. – 364 p. [in Ukrainian].

Мусійко Володимир Данилович, д.т.н., проф. каф. дорожніх машин, тел. +38 050-104-02-62, musvd@i.ua,

Гончар Михайло Олександрович, к.т.н., проф. каф. теоретичної та прикладної механіки, тел. +38 067-234-28-79, gmo48@ukr.net,

Николаенко Владимир Анатолійович, інж., ст. викл. каф. теоретичної та прикладної механіки, тел. +38 067-978-61-17, vanikolaienko@ukr.net. Національний транспортний університет, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1.

Динамические нагрузки в мобильной землеройной машине непрерывного действия при стопорении рабочего органа

Аннотация. При стопорении рабочих органов землеройных машин возникают значительные динамические нагрузки, которые действуют на детали трансмиссии и могут привести к разрушению машины. Предварительный ориентировочный расчет таких нагрузок выполняют по упрощенным одно- или двухмассовым динамическим моделям. Для более детального и точного анализа динамических нагрузок в элементах трансмиссии землеройной машины необходимо рассмотреть движение ее элементов как многомассовой модели. Нагрузка элементов трансмиссии оценивается по коэффициенту динамичности, который зависит от кинематических и упруго-инерционных параметров машины. Уменьшение динамических нагрузок возможно корректировкой параметров жесткости валов и моментов инерции маховых масс, а также введением эластичных муфт и предохранительных фрикционных муфт с управляющим устройством.

Ключевые слова: землеройная машина, стопорение, рабочий орган, динамические нагрузки.

Мусийко Владимир Данилович, д.т.н., проф. каф. дорожных машин, тел. +38 050-104-02-62, musvd@i.ua,

Гончар Михаил Александрович, к.т.н., проф. каф. теоретической и прикладной механики, тел. +38 067-234-28-79, gmo48@ukr.net,

Николаенко Владимир Анатоліевич, інж., ст. преподаватель каф. теоретической и прикладной механики, тел. +38 067-978-61-17, vanikolaienko@ukr.net.

Національний транспортний університет, 01010, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленка, 1.

The dynamic loads of mobile continuous earth-moving machine during the working body lock

Abstract. Problem. When the earth moving machine working body is locked significant dynamic loads

appear that influence the drive shaft and might lead to the machine breakdown. Preliminary approximate calculation of these loads is made according to one- or two-mass dynamic loads. For more detailed and precise analysis of dynamic load in drive shaft elements of the earth moving machines it is necessary to review the multimass model machine element movement. **Goal.** The aim of research is definition of the dynamic load and working out methodology that appears in the continuous earth digging machine elements during working body lock. **Methodology.** The discreet dynamic system dynamic and mathematical model construction is performed by means of the programming language Modelica. The model relevance is assessed via a two-mass model analytical solution. **Results.** Drive shaft element loading is assessed via the dynamic coefficient, which depends on kinematic, flexible and inertial machine parameters. **Originality** For the first time the continuous earth digging machine dynamic model that enables the automobile chassis drive shaft to interact with the continuous digging chain is constructed. It was determined that the drive shaft dynamic loading parameter correlation change upon the earth digging machine working body meaningful parameters. With designed model usage, the input data for transmission element engineering calculation was defined and the automobile basic chassis construction, equipped with the continuous digging chain. **Practical value.** The obtained dynamic factor value and developed methodology can be applied during continuous earth moving machine designing and calculation. Dynamic load decrease is possible through shaft stiffness and rotating mass inertia adjustment, and also by introducing elastic protecting frictional coupling with a controlling device.

Keywords: earth-moving machine, stopping, digging chain, dynamic loads.

Musiiko Vjudydyr, Doct., Professor of Road Machines Department, tel. +38 050-104-02-62, musvd@i.ua,

Honchar Mykhailo, Candidate of Technical Sciences, Assoc. Prof. of Theoretical and Applied Mechanics, tel. +38 067-234-28-79, gmo48@ukr.net,

Nikolaienko Volodymyr, Senior Lecturer of Theoretical and Applied Mechanics,

тел. +38 067-978-61-17, vanikolaienko@ukr.net. National Transport University, Ukraine, 01010, Kyiv, street. M. Omelanovich-Pavlenko, 1.