

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 531.3:621.86:69.002.5

DOI <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2024-1-3>

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА РОБОТУ ГІРНИЧИХ МАШИН

Налобіна Олена Олександрівна,

доктор технічних наук, професор,
професор кафедри автоматизації, електро- та робототехнічних систем
ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»
ORCID ID: 0000-0003-1661-7331

Голотюк Микола Віталійович,

кандидат технічних наук, доцент,
доцент кафедри автоматизації, електро- та робототехнічних систем
ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»
ORCID ID: 0000-0003-3661-4437

Бундза Олег Зіновійович,

кандидат технічних наук, доцент,
доцент кафедри автоматизації, електро- та робототехнічних систем
ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»
ORCID ID: 0000-0003-3770-0273

Динамічні навантаження, що виникають під час роботи гірничих машин, є важливим аспектом безпеки та ефективності видобутку корисних копалин. Вони можуть бути спричинені різними факторами, такими як нерівності поверхні, зміни швидкості та напрямку руху, розриви матеріалів під час вибухових робіт. Вони здатні призводити до прискореного зносу деталей машин, підвищення витрат палива, збільшення технічних зупинок та аварійних ситуацій, що загрожують безпеці працівників та знижують продуктивність видобутку.

Метою дослідження є вивчення динамічних навантажень на гірничі машини та встановлення оптимальних способів зменшення цих навантажень. Дослідження проводилося за допомогою математичного моделювання процесів. Основні параметри, які впливають на динамічні навантаження, включають швидкість руху машини, габаритні розміри її колісної бази, ступінь наповнення ковша.

Отримані результати дослідження дали змогу визначити оптимальні способи зменшення динамічних навантажень на гірничі машини. Наприклад, встановлено, що використання адаптивних систем управління ходовою частиною дає змогу зменшити вплив нерівностей поверхні на машину та знизити ризик її перекидання.

Отримані результати можуть бути використані для підвищення безпеки та ефективності роботи гірничих машин, що сприятиме підвищенню продуктивності гірничого виробництва та зниженню його впливу на довкілля.

Запропоновано навантаження пружної системи робочого органу під час зміни зовнішнього опору у функції швидкості, що дає змогу зменшити динамічні навантаження і знизити енергозатрати робочого процесу.

Ключові слова: динаміка, пружна система, машина, робочий орган, ходова система, система керування.

Nalobina Olena, Holotyiuk Mykola, Bundza Oleg. Study of the influence of dynamic loads on the operation of mining machines.

The dynamic loads that occur during the operation of mining machines are an important aspect of the safety and efficiency of mining. These loads can be caused by various factors, such as surface irregularities, changes in speed and direction of movement, ruptures of materials during blasting, and others. They can lead to accelerated wear of machine parts, increased fuel consumption, increased technical stops and emergency situations, which threaten the safety of workers and reduce mining productivity.

The purpose of this study was to study the dynamic loads on mining machines and establish optimal ways to reduce these loads. The research was carried out with the help of mathematical modeling of processes. The main

parameters that affect dynamic loads include the speed of the machine, the overall dimensions of its wheel base, the degree of filling of the bucket and others.

The obtained results of the research made it possible to determine the optimal methods of reducing dynamic loads on mining machines. For example, it has been established that the use of adaptive undercarriage control systems allows reducing the impact of surface irregularities on the machine and reducing the risk of its overturning.

The obtained results can be used to increase the safety and efficiency of mining machines, which in turn will contribute to increasing the productivity of mining production and reducing its impact on the environment.

The load of the elastic system of the working body when the external resistance changes as a function of speed is proposed, which allows to reduce dynamic loads and reduce the energy consumption of the work process.

Key words: dynamics, elastic system, machine, working body, running system, control system.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Динамічна система – це механічна система, яка може здійснювати коливальний рух. До таких систем належать важільні, кулачкові, зубчасті, фрикційні механізми, механізми з гнучкими ланками, пневматичні та гідравлічні механізми, а також системи з електричними та електронними зв'язками.

Механічні системи з електричними зв'язками – це машинні агрегати, де виникають перехідні процеси, зумовлені системою керування електродвигуном або генератором.

Механічні системи з електронними зв'язками – це машинні агрегати, керовані електронними пристроями, що взаємодіють з механічною частиною агрегатів і впливають на їх роботу.

Динамічні системи можуть бути різної складності, їх характеризують числом ступенів свободи, що дає змогу визначати їх стан у будь-який момент часу. У динамічних системах всі або окремі компоненти розглядаються як пружні, тобто вони можуть деформуватися, але деформація не перевищує меж пружності. Ця властивість пружності дає змогу динамічній системі повертатися в положення стійкої рівноваги, супроводжуючись коливальними рухами.

Динамічні системи також мають властивість демпфування коливань, яка заважає розвитку коливальних процесів. Ця властивість виникає через внутрішнє тертя в кінематичних парах систем та в матеріалах конструкції їх компонентів. Під час демпфування частина механічної енергії перетворюється на теплову.

Якщо в динамічній системі можна ігнорувати демпфувальні зв'язки і враховувати лише пружні, то таку систему називають консервативною. У такій ідеалізованій системі механічна енергія залишається постійною під час коливань.

Динамічні системи, де механічна енергія зменшується і відбуваються затухаючі коливання за відсутності зовнішнього впливу, називаються дисипативними. Такі системи включають комплекс пружних і демпфувальних зв'язків.

Залежно від типу пружних деформацій компонентів динамічних систем, коливання можуть бути поздовжніми, поперечними або крутними [1; 2].

Дослідження, що висвітлюють проблему статті, вказують на те, що найбільші навантаження на робочих органах і в приводах гірничих машин виникають у процесі стопоріння робочих органів. Автори дійшли висновку, що амплітудні значення динамічних навантажень у пружних елементах визначаються конструктивними параметрами трансмісії, жорсткістю перепони та режимом роботи машини.

Для практичних розрахунків динамічних навантажень у процесі руху робочих органів використовуються одно- та двомасові динамічні моделі з достатньою точністю. Проте залишається відкритим питання перерозподілу цього навантаження за елементами механічної системи машини, які мають різні пружно-інерційні властивості. Також залишаються невизначеними коефіцієнти динамічності окремих елементів машини в такому екстремальному режимі роботи [3; 4; 5].

За необмеженого зчеплення рушіїв з ґрунтом можна виділити дві технологічні стадії функціонування: початковий сталий рух машини до заглиблення робочого органу та робочий несталий рух в процесі копання. Відповідна розрахункова схема представлена на рис. 1.

На першій стадії (рис. 1, а) машина з наведеною масою m_n рухається зі сталою швидкістю $V_{поч}$, долаючи до початку копання опір руху P_o . При цьому рушійна сила P_o дорівнює силі P_o .

На другій стадії (рис. 1, б) сила опору копанню P_c представляється як опір за лінійної деформації ґрунту і графічно інтерпретується у вигляді пружини з жорсткістю, рівній інтенсивності зростання опору A . В цьому випадку приймаємо:

$$P_c = P_o + A \cdot S, \quad (1)$$

де S – координата переміщення.

Буксування рушіїв відсутнє і рушійна сила менше сили зчеплення ($P_A < T_\phi$). Вважаємо, що рушійна сила є функцією швидкості: $P_A = f(\dot{S})$.

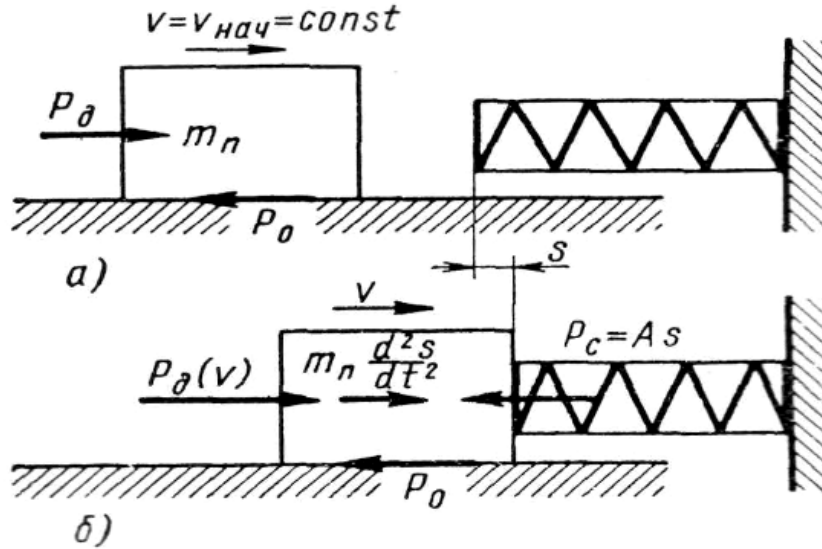


Рис. 1. Розрахункова схема одномасової динамічної системи ЗТМ:

а – до початку копання, б – в процесі копання ґрунту

Рівняння руху машинного агрегату має такий вигляд:

$$P_d(\dot{S}) - P_0 - A \cdot S - m_{\Pi} \cdot \ddot{S} = 0. \quad (2)$$

Після перетворення маємо:

$$\ddot{S} + G \cdot \dot{S} + \frac{A}{m_{\Pi}} \cdot S = D. \quad (3)$$

Постійні коефіцієнти G і D залежать від початкового опору P_0 і характеру зміни рушійної сили P_d . Їх значення визначаються за формулами, наведеними в монографії А.М. Холодова.

Рішення характеристичного рівняння, відповідного рівнянню (3), має такий вигляд:

$$\alpha_{1,2} = -\frac{G}{2} \pm \sqrt{\frac{G^2}{4} - \frac{A}{m_{\Pi}}}. \quad (4)$$

Якщо $G^2 > \frac{4A}{m_{\Pi}}$, то:

$$S_1 = C_1 e^{\alpha_1 t} + C_2 e^{\alpha_2 t} + \frac{D \cdot m_{\Pi}}{A}. \quad (5)$$

Якщо $G^2 < \frac{4A}{m_{\Pi}}$, то:

$$S_2 = e^{-Gt/2} (C_3 \cdot \cos pt + C_4 \cdot \sin pt) + \frac{D \cdot m_{\Pi}}{A}, \quad (6)$$

де $p = \sqrt{\frac{A}{m_{\Pi}} - \frac{G^2}{4}}$ – частота затухаючих коливань.

У практичних розрахунках доводиться мати справу з обома отриманими рішеннями.

Прийmemo такі початкові умови: при $t = 0$ $S = 0$; $\dot{S} = V_H$.

Відзначимо, що початкову швидкість за переходу від рівномірного руху до копання зі зростаючим опором можна представити у такому вигляді:

$$V_H = D/G. \quad (7)$$

Після знаходження довільних постійних M і ряду перетворень отримаємо:

$$S_1 = \frac{D}{G \cdot r} \left(-\frac{\alpha_2}{\alpha_1} e^{\alpha_1 t} + \frac{\alpha_1}{\alpha_2} e^{\alpha_2 t} \right) + \frac{D \cdot m_{\Pi}}{A}, \quad (8)$$

$$V_1 = \dot{S}_1 = \frac{D}{G \cdot r} (-\alpha_2 e^{\alpha_1 t} + \alpha_1 e^{\alpha_2 t}), \quad (9)$$

$$a_1 = \ddot{S}_1 = -\frac{DA}{m_{\Pi} \cdot G \cdot r} (e^{\alpha_1 t} - e^{\alpha_2 t}), \quad (10)$$

$$\text{де } r = 2 \sqrt{\frac{G^2}{4} - \frac{A}{m_{\Pi}}};$$

$$S_2 = \frac{D m_{\Pi}}{A} e^{-Gt/2} \left[\left(\frac{A}{G \cdot m_{\Pi} \cdot p} - \frac{G}{2p} \right) \sin pt - \cos pt + 1 \right], \quad (11)$$

$$V_2 = \dot{S}_2 = D \cdot e^{-Gt/2} \left(\frac{1}{G} \cos pt + \frac{1}{2p} \sin pt \right), \quad (12)$$

$$a_2 = \ddot{S}_2 = -e^{-Gt/2} \frac{AD}{G \cdot m_{\Pi} \cdot p} \sin pt. \quad (13)$$

Завдання динамічного розрахунку ЗТМ зазвичай зводиться до пошуку максимальних прискорень у процесі копання (a_{1max} або a_{2max}). При цьому динамічне навантаження на робочий орган складає:

$$F_{max} = m_{\Pi} \cdot a_{max}. \quad (14)$$

Отже, головними чинниками, що визначають динамічні навантаження в ЗТМ, є початкова швидкість копання, наведена маса машини та інтенсивність зростання опору.

Для експлуатаційного планування використовуються причіпні і напівнавісні довгобазові планувальники. «Слабкою ланкою» в таких машинах є пружна система відвалу. Саме в ній виникають найбільш небезпечні динамічні навантаження. Для дослідження зазначеної проблеми розглянемо розрахункову схему, представлену на рис. 2.

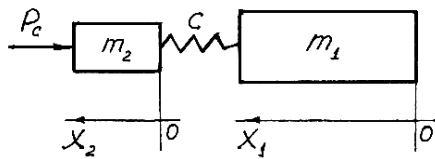


Рис. 2. Розрахункова схема динамічної системи відвалу планувальника

Прийmemo такі позначення: m_1 – маса планувальника без робочого органа; m_2 – наведена маса відвалу; c – жорсткість пружної системи відвалу; P_c – сила опору, що вирівнюється ґрунтом; x_1 і x_2 – координати переміщення планувальника і відвалу.

За невеликих швидкостей руху планувальника маємо:

$$P_c = \frac{P}{v} \cdot \dot{x}_2, \quad (15)$$

де P – найбільша сила опору за максимальної швидкості розгону машини v ; \dot{x}_2 – швидкість руху відвалу.

Вважатимемо, що в момент розгону машини прискорення постійне. Тоді координати центра маси будуть знаходитися так:

$$x_1 = \frac{v \cdot t^2}{2t_1}, \quad (16)$$

де t_1 – час розгону до номінальної швидкості після зупинки машини.

Рівняння руху маси m_2 набуде такого вигляду:

$$m_2 \ddot{x}_2 - (x_1 - x_2)c = -\frac{P}{v} \cdot \dot{x}_2. \quad (17)$$

Підставляючи сюди вираз для x_1 , після перетворення отримаємо:

$$\ddot{x}_2 + \frac{P}{v \cdot m_2} \dot{x}_2 + \frac{c}{m_2} \cdot x_2 = \frac{v \cdot c \cdot t^2}{2m_2 t_1}. \quad (18)$$

Приймаємо такі початкові умови: $t = 0 \quad x_2 = 0; \dot{x}_2 = 0$.

Рівняння (18) за структурою аналогічно рівнянню (17). Опускаючи детальне рішення,

знайдемо вираз для шуканого динамічного навантаження в пружній системі відвалу:

$$Q_d = (x_1 - x_2)c = -\frac{e^{\alpha t}}{v \cdot c \cdot t_1 \cdot \beta} (\gamma \cdot \sin \beta t + \delta \cdot \cos \beta t) + \frac{P}{t_1} \left(t - \frac{P}{c \cdot v} \right) + \frac{v \cdot m_2}{t_1}, \quad (19)$$

$$\text{де } \alpha = -\frac{P}{2vm_2}; \quad \beta = \sqrt{\frac{c}{m_2} - \frac{P^2}{4v^2 m_2^2}};$$

$$\gamma = \frac{P(v^2 m_2 c + P^2)}{2 \cdot v \cdot m_2}; \quad \delta = \beta(v^2 m_2 c - P^2).$$

Час t обмежений часом розгону t_1 і не може його перевищувати.

Графік функції $Q_d = f(t)$ показаний на рис. 3.

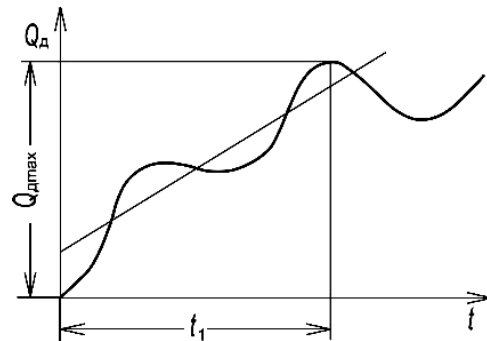


Рис. 3. Графік навантаження пружної системи відвалу за зміни зовнішнього опору у функції швидкості

Час t_m відповідає максимуму функції $Q_d(t)$, тобто:

$$t_m = t_1 = \frac{1}{\beta} \arctg \left(\frac{\gamma}{\delta} \right). \quad (20)$$

Тоді:

$$Q_{d\max} \cong \frac{e^{\alpha t_1} \sqrt{\gamma^2 + \delta^2}}{v c t_1 \cdot \beta} + P \left(1 - \frac{P}{c v t_1} \right) + \frac{v m_2}{t_1}. \quad (21)$$

Якщо маса m_2 , крім динамічного навантаження, сприймає статичну силу Q_c , то повне максимальне навантаження в пружній системі відвалу складатиме:

$$Q_{\text{полн. макс}} = Q_{d\max} + Q_c. \quad (22)$$

Висновки. Аналізуючи отримані результати маємо, що в гірничих машин динамічні навантаження в системі планувальника постійно змінюються, зростаючи з навантаженням на відвал. Виконані дослідження дають можливість підібрати раціональні параметри елементів пружної системи відвала планувальника для зменшення динамічних навантажень.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідійомних машин: монографія. Київ: Компрінт, 2012. 298 с.
2. Ніколаєнко 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.
3. Мусійко В.Д., Гончар М.О., Ніколаєнко В.А. Динамічні навантаження в мобільній землерийній машині безперервної дії під час стопоріння робочих органів. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2020. № 88. Т. 2. С. 61–66.
4. Сур'янінов М.Г., Дащенко О.Ф., Білоус П.О. Теоретичні основи динаміки машин. Одеса: Наука і техніка, 2004. 292 с.
5. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А. Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами: монографія. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2008. 496 с.

REFERENCES:

1. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O. (2012). Analiz ta syntez rezhymiv rukhu mekhanizmv vantazhopidiomnykh mashyn: monohrafiia [Analysis and synthesis of modes of movement of mechanisms of lifting machines: monograph]. K.: Komprint. 298 p. [in Ukrainian]
2. Nikolaienko V.A., Honchar M.O., Vyskovych Ye.V. (2019). Dynamichna model zemleryinoi mashyny bezperervnoi dii z lantsiuhovo-balkovym robochym orhanom [A dynamic model of a continuous earthmoving machine with a chain-beam working body]. *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu*. № 3. P. 25–34. [in Ukrainian]
3. Musiiko V.D., Honchar M.O., Nikolaienko V.A. (2020). Dynamichni navantazhennia v mobilnii zemleryinii mashyni bezperervnoi dii pid chas stoporinnia robochykh orhaniv [Dynamic loads in a mobile earthmoving machine of continuous action during the stoppage of the working bodies]. *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho avtomobilno-dorozhnoho universytetu*. № 88. T. 2. P. 61–66. [in Ukrainian]
4. Surianinov M.H., Dashchenko O.F., Bilous P.O. (2004). Teoretychni osnovy dynamiky mashyn [Theoretical foundations of machine dynamics]. Odesa: Nauka i tekhnika. 292 p. [in Ukrainian]
5. Dmytrychenko M.F., Vikovych I.A. (2008). Dynamika mobilnykh mashyn z nachipnymy funktsionalnymy elementamy: monohrafiia [Dynamics of mobile machines with attached functional elements: monograph]. Lviv: Vydavnytstvo Lvivskoi politekhniki. 496 p. [in Ukrainian]