

ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ МОБІЛЬНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ З ЛАНЦЮГОВО-БАЛКОВИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

Гончар М.О., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, gmo48@ukr.net, orcid.org/0000-0002-5288-6486.

Ніколаєнко В.А., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, vanikolaienko@ukr.net, orcid.org/0000-0003-3983-0434.

THE DYNAMIC SYNTHESIS OF MOBILE CONTINUOUS EARTH-MOVING MACHINE WITH A CHAINE-TYPE TRENCHING EQUIPMENT

Honchar M., Candidate of Technical Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, gmo48@ukr.net, orcid.org/0000-0002-5288-6486.

Nikolaienko V., Candidate of Technical Sciences, National Transport University, Kyiv, Ukraine, vanikolaienko@ukr.net, orcid.org/0000-0003-3983-0434.

Постановка проблеми та її актуальність. Модернізація чи створення нових землерийних машин безперервної дії з урахуванням сучасних вимог до їх технологічних можливостей, надійності та довговічності, ремонтпридатності та забезпечення необхідних швидкостей і умов транспортного переміщення з об'єкту на об'єкт передбачає створення цілої гами принципово нових машин на основі відомих технологій їх практичного застосування з використанням інших базових шасі.

Для землерийних машин мають бути розроблені в майбутньому пневмоколісні базові шасі з використанням вузлів та агрегатів, що випускаються серійно [1]. Прийнятним напрямом слід вважати переустановлення робочого обладнання землерийних машин на транспортно-тягові шасі, що випускаються серійно, наприклад, автомобільні шасі високої прохідності. В такому випадку має бути перевірена сумісність трансмісій базового шасі та встановленого на ньому навісного обладнання. При цьому слід мати на увазі, що робочі органи землерийних машин не потребують радикальних змін (як роторні, так і ланцюгові), оскільки інженерні рішення, що покладені в основу їх конструкції, відрізняються високою ефективністю та досконалістю на сьогоднішній день.

Питання сумісності базового шасі та ґрунторозробного робочого обладнання визначається, в тому числі, за динамічними характеристиками створеної машини. На сьогоднішній день, на жаль, питанню проектування машин з оптимальними динамічними характеристиками приділяється надзвичайно мало уваги. Трудомісткість динамічних розрахунків призводить до їх ігнорування і використання в розрахунках так званих коефіцієнтів динамічності на основі аналогів машин, що проектуються.

Аналіз результатів останніх досліджень і публікацій.

Основними задачами синтезу динамічних систем за визначенням [2] є:

1. Визначення жорсткостей пружних елементів та мас динамічних систем за умови відомих амплітуд коливань при дії заданих навантажень;
2. Визначення жорсткостей пружних елементів та мас динамічних систем за умови відомих частот власних коливань.

У відповідності до другої умови, параметри динамічної системи машини слід підібрати так, аби частота зміни зовнішнього навантаження машини в режимі її максимальної продуктивності не співпала з власною частотою динамічної системи.

Питання динамічного навантаження та надійності траншейних екскаваторів на прикладі роторних машин розглянуто в роботі [3]. В ній головну увагу приділено виявленню причин виникнення можливих резонансних частот вимушених коливань конструкції, що найчастіше є причиною руйнування металоконструкцій машин. Встановлено, що границі зміни інтервалу можливих резонансних частот вимушених коливань конструкцій визначаються найбільшою та найменшою частотами коливань гармонічних складових періодичних зовнішніх навантажень, в тому числі змінними силами опору ґрунту копанню та переміщенню екскаватора в режимі копання ґрунту.

Зміна параметрів системи – жорсткості пружних елементів чи маси приводить до відходу від резонансних режимів під час роботи машини.[4].

Мета дослідження. Провести дослідження динамічної моделі землерийної машини, встановити характеристики і закономірності формування динамічних навантажень та дати практичні рекомендації щодо вибору параметрів приводу робочого обладнання землерийної машини.

Основна частина. Базовим шасі мобільної землерийної машини є двовісний автомобіль підвищеної прохідності КрАЗ-5233НЕ [5, 6] з колісною формулою 4×4, оснащений дизельним двигуном та тримісною броньованою кабіною, розташованою за двигуном. Автомобіль КрАЗ-5233НЕ (шасі) призначений для використання під монтаж робочого обладнання та начіпних механізмів. До складу робочого обладнання, змонтованого на шасі, входять: ланцюговий робочий орган (РО), металник та трансмісія, яка здійснює їх привод. Загальний вигляд машини з робочим обладнанням зображено на рисунку 1.

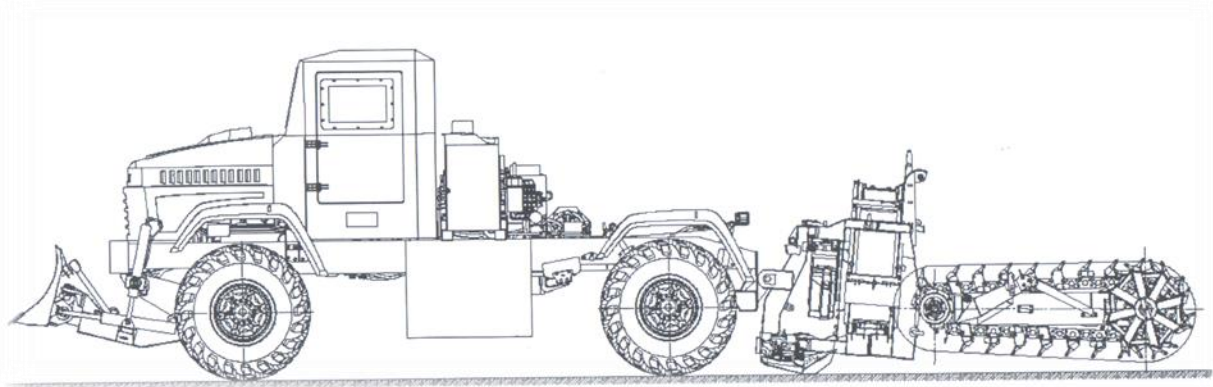


Рисунок 1 – Землерийна машина
Figure 1 – The earth-moving machine

Двигун – трансмісія базового шасі – ґрунторозробне робоче обладнання являє собою систему з розподілених елементів. Для врахування найбільш важливих ступенів вільності динамічної схеми елементи вказаної системи об'єднані навколо зубчастих коліс та муфт. Моменти інерції об'єднаних елементів визначено за тривимірними геометричними моделями деталей. Параметрами безмасових пружних елементів є еквівалентні крутильні піддатливості валів, з'єднань вал – ступиця, зубчастих передач та муфт.

Динамічні схеми ґрунторозробного робочого обладнання [7] та трансмісії базового тягача разом з динамічними схемами двигунів складають динамічну схему землерийної машини (див. рис. 2). Далі наводимо назви елементів динамічної схеми та моделі землерийної машини:

– зведені моменти інерції: J_{1M} , J_{2M} , J_{3M} , J_{4M} – моторних мас двигуна; J_{5M} – маховика та диску зчеплення; J_{1L} – веденої частини зчеплення; J_{2L} – мас КПП, головним чином первинний вал, проміжний вал з зубчастими колесами та зубчасті колеса вторинного валу, що входять з ним в зачеплення; J_{3L} – решти мас КПП, частина карданної передачі; J_{4L} – решта мас карданної передачі і ведуча частина роздавальної коробки; J_{1K} – ведучих мас редуктора ВВП; J_{2K} – ведених мас редуктора ВВП; J_{3K} – частини карданної передачі; J_{4K} – ведучих мас роздавальної коробки частини карданної передачі; J_{5K} – ведучих мас роздавальної коробки частини привода ланцюгового РО; J_{6K} – ведених мас роздавальної коробки частини привода ланцюгового РО; J_{7K} – частини карданної передачі; J_{8K} – ведучих мас редуктора та частини карданної передачі; J_{9K} – ведучих мас редуктора; J_{10K} – ведених мас редуктора та ланцюгового РО; J_{11K} – частини мас роздавальної коробки привода металника; J_{12K} – ведених мас роздавальної коробки частини привода металника разом з металником;

– зведені жорсткості та коефіцієнти демпфірування: c_{12M} , c_{23M} , c_{34M} , c_{45M} , – колін колінчастого валу; коефіцієнти демпфірування d_{1M} , d_{2M} , d_{3M} , d_{4M} – зовнішнього тертя двигуна; d_{12} , d_{23} , d_{34} , d_{45} , – внутрішнього тертя двигуна; c_{1L} , d_{1L} – демпферу в веденому диску зчеплення та валів КПП, головним чином, первинного валу; c_{2L} , d_{2L} – шліцьових і шпонкових з'єднань та валів КПП; c_{3L} , d_{3L} – карданної передачі до роздавальної коробки; c_{4L} , d_{4L} – карданної передачі до редуктора ВВП; c_{1K} , d_{1K} – валів та з'єднань редуктора ВВП; c_{2K} , d_{2K} – валу карданного до роздавальної коробки; c_{3K} , d_{3K} – валів та з'єднань роздавальної коробки привода ланцюгового РО; c_{4K} , d_{4K} – валу карданного до редуктора ланцюгового РО; c_{5K} , d_{5K} – валів та з'єднань редуктора та приводного валу ланцюгового РО; c_{6K} , d_{6K} – валів та з'єднань роздавальної коробки привода металника.

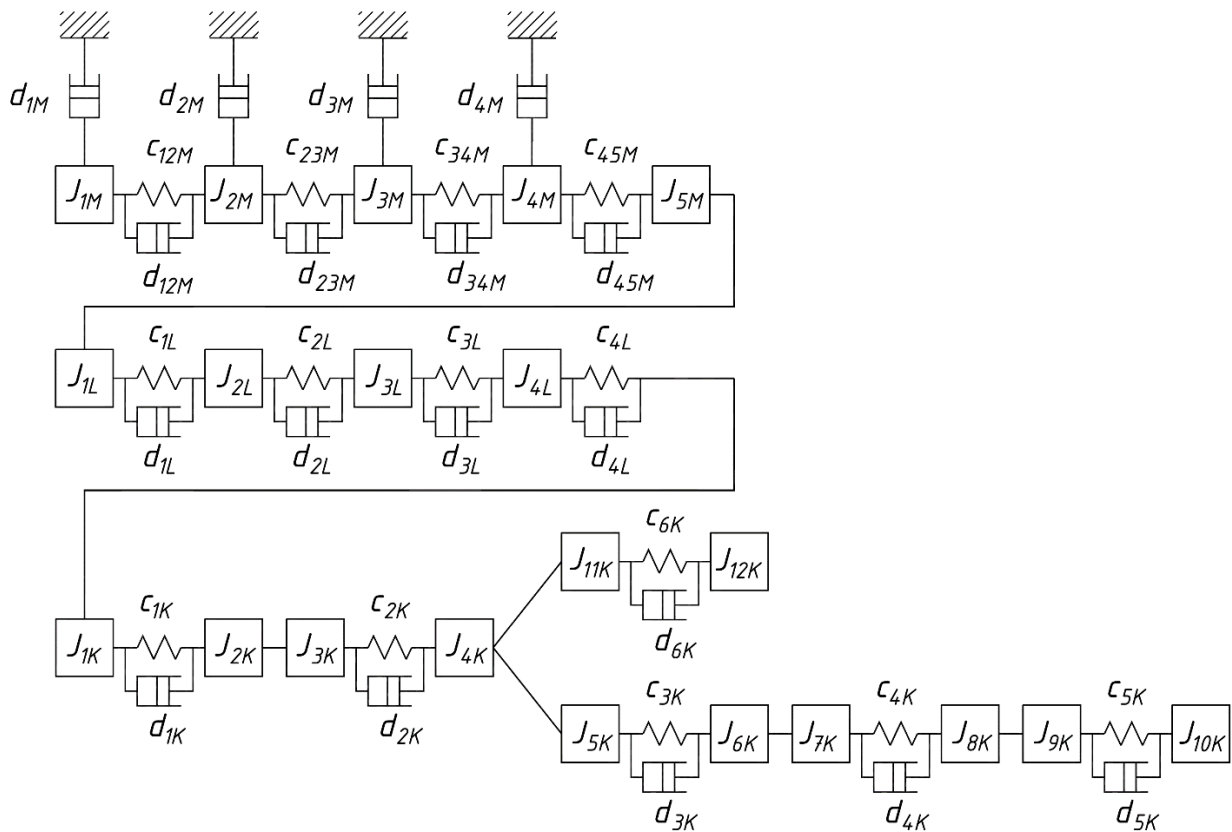
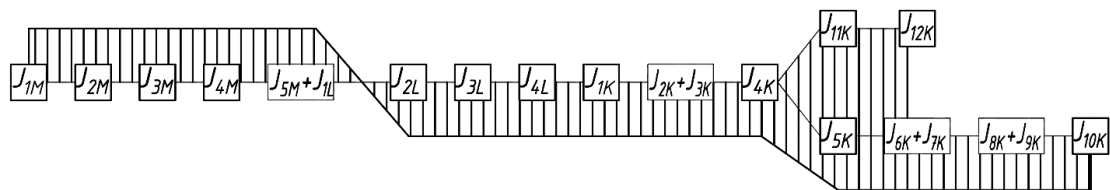
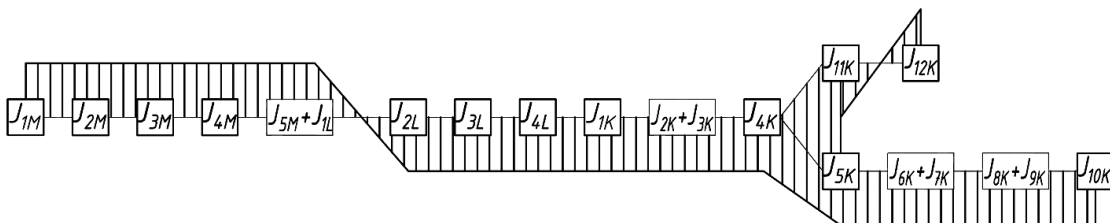


Рисунок 2 – Динамічна схема землерийної машини
Figure 2 – The earth-moving machine's dynamic schematic

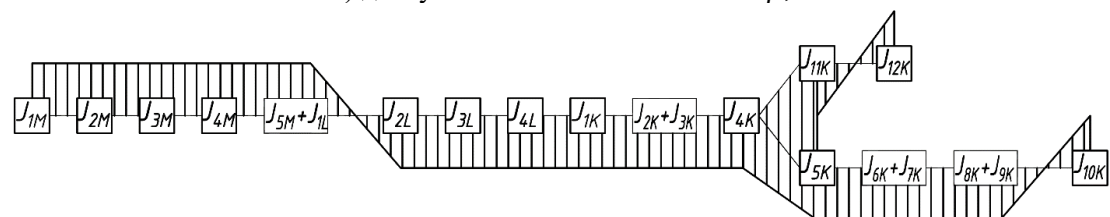
Математичну модель руху елементів динамічної схеми землерийної машини, розрахунок власних частот та амплітудних коефіцієнтів проводиться засобами мови програмування Modelica [8]. Амплітудні коефіцієнти коливної механічної системи визначають форми коливань. На рисунку 3 наведено перші чотири форм коливань. Задля наочності амплітудні коефіцієнти прийняті однаковими за модулем і враховано лише знак коефіцієнтів.



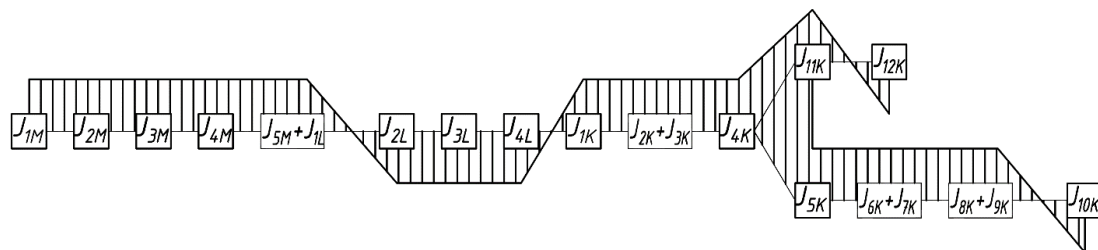
а) одновузлова з власною частотою f_1 ;



б) двовузлова з власною частотою f_2 ;



в) тривузлова з власною частотою f_3 ;



г) чотиривузлова з власною частотою f_4 ;

Рисунок 3 – Форми коливань елементів привода землерийної машини
Figure 3 – First four normal modes of vibration for the earth-moving machine drive

Форми коливань у випадку резонансу крутильних коливань в робочому діапазоні обертів колінчастого валу двигуна є небезпечними для привода машини. Для всіх форм коливань спостерігається наявність вузла коливань між масами коробки передач. В результаті резонансних коливань може виникнути втомне руйнування ділянки валу в самому вузлі коливань, розташованого між масами, а також в місцях з'єднань або зачеплень з найменшою крутильною піддатливістю.

Розв'язок математичної моделі руху елементів динамічної схеми землерийної машини, яку оснащено двигуном 8ЧН 13/14, у вигляді нижніх частот власних коливань подано у таблиці 1. Відмінність власних частот для передач приводу РО та металника викликана різницею в наборі компонент моделі, а також різницею їх зведених параметрів моментів інерції та жорсткостей елементів за різних передаточних відношень.

Таблиця 1 – Власні частоти, f , Гц, землерийної машини з двигуном 8ЧН 13/14
Table 1 – Natural frequencies, f , Hz, for the earth-moving machine with V8 engine

Власна частота	I передача приводу РО та пряме обертання приводу металника	I передача приводу РО та зворотне обертання приводу металника	II передача приводу РО та пряме обертання приводу металника	II передача приводу РО та зворотне обертання приводу металника
f_1	9.42823	9.40178	8.52125	8.5059
f_2	26.4795	26.388	25.8136	25.6191
f_3	29.9817	29.8639	30.0595	29.9658
f_4	43.5729	43.1689	37.6982	37.4719

Порівняння даних таблиці 1 та висновків досліджень [7, 9] вказує на можливість виникнення резонансів з першою власною частотою. Поява сильної гармоніки з частотою близькою 9 Гц відбувається на всіх режимах роботи машини за різних швидкостей обертання приводного валу. При роботі на першій передачі ця гармоніка підсилюється за частоти обертання валу двигуна 1450 та 1650 хв⁻¹. Підсилення цієї гармоніки супроводжується також і збільшенням коефіцієнту динамічності до 1,5.

Можливим способом відходу від резонансу є вибір двигуна з подібною механічною характеристикою, але з меншими моментами інерції мас двигуна. Оснащення машини двигуном 6ЧН 12,6/13 призводить до зміни власних частот крутильних коливань приводу землерийної машини, що наведено в таблиці 2.

Таблиця 2 – Власні частоти, f , Гц, землерийної машини з двигуном 6ЧН 12,6/13
Table 2 – Natural frequencies, f , Hz, for the earth-moving machine with straight 6 engine

Власна частота	I передача приводу РО та пряме обертання приводу металника	I передача приводу РО та зворотне обертання приводу металника	II передача приводу РО та пряме обертання приводу металника	II передача приводу РО та зворотне обертання приводу металника
f_1	10.2396	10.2128	9.53137	9.53137
f_2	25.9385	25.8464	25.5533	25.5533
f_3	30.0453	29.9238	30.2642	30.2642
f_4	43.2999	42.9101	37.6352	37.6352

Власні частоти динамічної системи змінюються за зміни пружних та інерційних параметрів інших елементів динамічної схеми. В таблицях 3, 4 наведено результати дослідження зміни власних частот системи при збільшенні та зменшенні вдвічі зведених моментів інерції та зведених жорсткостей елементів динамічної схеми землерийної машини з двигуном 8ЧН 13/14. Власні частоти, що змінилися більше ніж на 10%, виділені.

Таблиця 3 – Власні частоти, f , Гц, землерийної машини з двигуном 8ЧН 13/14 за зміни зведених моментів інерції

Table 3 – Natural frequencies, f , Hz, for the earth-moving machine with V8 engine during changes in the moment of inertia

Зведені моменти інерції елементів динамічної схеми землерийної машини	Власні частоти, Гц				
	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5
Оригінальна схема	9.25	25.93	29.75	43.28	93.04
$J_{1M}/2, J_{2M}/2, J_{3M}/2, J_{4M}/2, J_{5M}/2$	10.40	25.94	30.10	43.30	93.06
$2J_{1M}, 2J_{2M}, 2J_{3M}, 2J_{4M}, 2J_{5M}$	8.56	25.93	29.56	43.26	93.03
$J_{1L}/2, J_{2L}/2, J_{3L}/2$	9.33	25.97	36.34	48.05	97.01
$2J_{1L}, 2J_{2L}, 2J_{3L}$	9.09	22.67	26.06	42.14	70.12
$J_{1K}/2, J_{2K}/2$	9.28	25.94	29.88	43.37	95.78
$2J_{1K}, 2J_{2K}$	9.21	25.92	29.47	43.09	86.14
$J_{3K}/2, J_{4K}/2, J_{7K}/2, J_{8K}/2$	9.40	26.01	29.84	46.43	96.95
$2J_{3K}, 2J_{4K}, 2J_{7K}, 2J_{8K}$	8.99	25.75	29.54	39.18	81.53
$J_{5K}/2, J_{6K}/2, J_{11K}/2$	9.47	26.03	29.83	48.32	96.67
$2J_{5K}, 2J_{6K}, 2J_{11K}$	8.87	25.70	29.54	37.82	80.30
$J_{8K}/2, J_{9K}/2$	9.33	26.00	29.77	45.55	94.68
$2J_{8K}, 2J_{9K}$	9.11	25.77	29.69	39.78	90.47
$J_{10K}/2$	9.32	29.04	34.11	45.11	93.06
$2J_{10K}$	9.11	19.59	29.47	42.75	93.03
$J_{12K}/2$	10.17	26.63	30.76	44.51	93.18
$2J_{12K}$	8.10	24.97	29.12	42.46	92.94

Результати дослідження по зміні моментів інерції мас та жорсткостей зв'язку свідчать про те, що вплив на першу власну частоту системи мають масові параметри двигуна і розвантажувального пристрою машини та пружні параметри демпфера двигуна і карданних передач базового шасі. Зміна цих параметрів машини з двигуном 6ЧН 12,6/13 призводить до зміни першої власної частоти на 5 – 20% (таблиця 5).

Висновки.

1. Форми коливань у випадку резонансу крутильних коливань в робочому діапазоні обертів колінчастого валу двигуна є небезпечними для привода машини. Найбільш небезпечною слід вважати першу форму коливань з частотою, яка є близькою до частоти гармонічних складових сил опору. Вузол коливань першої форми розташовано між масами коробки передач, що може призвести до втомного руйнування валів, з'єднань або зачеплень деталей коробки передач базового тягача.

2. Результати дослідження по зміні моментів інерції мас та жорсткостей зв'язку свідчать про те, що відхід від першої власної частоти системи можливий за рахунок зміни:

- моменту інерції двигуна;
- моменту інерції двигуна розвантажувального пристрою (метальника);
- жорсткості демпфера двигуна;
- жорсткості карданних передач базового шасі.

Зміна цих параметрів машини призводить до зміни першої власної частоти на 5 – 20%.

Таблиця 4 – Власні частоти, f , Гц, землерийної машини землерийної машини з двигуном 8ЧН 13/14 за зміни зведених жорсткостей

Table 4 – Natural frequencies, f , Hz, for the earth-moving machine with V8 engine during changes in the stiffness

Зведені жорсткості елементів динамічної схеми землерийної машини	Власні частоти, Гц				
	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5
Оригінальна схема	9.25	25.93	29.75	43.28	93.04
$c_{1L}/2$	7.69	25.59	26.72	42.86	91.46
$2c_{1L}$	10.41	25.98	34.18	44.40	95.04
$c_{2L}/2$	8.79	25.92	29.39	43.28	76.22
$2c_{2L}$	9.51	25.94	29.94	43.28	95.70
$c_{3L}/2, c_{4L}/2$	8.32	25.91	27.95	41.23	87.93
$2c_{3L}, 2c_{4L}$	9.84	25.94	30.94	45.51	96.66
$c_{1K}/2$	8.87	25.92	28.68	42.28	93.04
$2c_{1K}$	9.46	25.93	30.36	43.99	93.04
$c_{2K}/2$	9.01	25.92	28.91	42.81	90.69
$2c_{2K}$	9.38	25.93	30.20	43.56	94.11
$c_{3K}/2$	9.24	24.87	29.74	39.39	79.50
$2c_{3K}$	9.26	26.39	29.75	45.65	98.36
$c_{4K}/2$	9.25	25.82	29.74	43.25	92.63
$2c_{4K}$	9.26	25.99	29.75	43.29	93.21
$c_{5K}/2$	9.24	19.27	29.38	41.89	92.93
$2c_{5K}$	9.24	19.27	29.38	41.89	92.93
$c_{6K}/2$	8.90	22.95	28.33	39.62	90.73
$2c_{6K}$	9.43	26.76	31.55	49.88	96.01

Таблиця 5 – Власні частоти, f , Гц, землерийної машини землерийної машини з двигуном 6ЧН 12,6/13 за зміни зведених моментів інерції та зведених жорсткостей

Table 5 – Natural frequencies, f , Hz, for the earth-moving machine with straight 6 engine during changes in the moment of inertia and the stiffness

Зведені моменти інерції та зведені жорсткості елементів динамічної схеми землерийної машини	Власні частоти f , Гц
Оригінальна схема	10,24
$J_{1M}/2, J_{2M}/2, J_{3M}/2, J_{4M}/2, J_{5M}/2$	12,02
$2J_{1M}, 2J_{2M}, 2J_{3M}, 2J_{4M}, 2J_{5M}$	9,36
$J_{12K}/2$	11,41
$2J_{12K}$	9,24
$c_{1L}/2$	8,71
$2c_{1L}$	11,68
$c_{3L}/2, c_{4L}/2$	9,34
$2c_{3L}, 2c_{4L}$	11,12

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Мусійко В.Д. Теорія та створення іновативних землерийних машин безперервної дії : монографія. Видання друге, доповнене / В.Д. Мусійко, А.Б. Коваль. – Київ : Видавництво Людмила, 2018. – 280 с.
2. Панкратов С.А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ. – М.: Машиностроение, 1967. – 446 с.
3. Волков Д. П. Надежность роторных траншейных экскаваторов / Д. П. Волков, С. Н. Николаев, И. А. Марченко. – Москва: Машиностроение, 1972. – 208 с.
4. Василенко М. В., Алексейчук О. М. Теорія коливань і стійкість руху: Підручник. – Київ : Вища школа, 2004. – 525 с.
5. Автомобили КрАЗ-5233ВЕ, КрАЗ-5233НЕ. Руководство по эксплуатации 5233ВЕ-016-3902010РЭ. Кременчуг-2010. 260 с.
6. Машина землеройная ПЗМ-3-01. Руководство по эксплуатации. ПЗМ3-01.00.00.000.РЭ. Кременчуг: КВРЗ, 2017. – 172 с.
7. Ніколаєнко В. А. Динамічна модель землерийної машини безперервної дії з ланцюгово-балковим робочим органом / В. А. Ніколаєнко, М. О. Гончар, Є. В. Високович. // Вісник Національного транспортного університету. – 2019. – №3. – С. 25–34.
8. Режим доступу: <https://www.modelica.org/>.
9. Ніколаєнко В. А., Хорошев К. Г. Дослідження динамічної навантаженості трансмісії базового шасі мобільної землерийної машини безперервної дії // Systemy i srodki transport samochodowego. Seria: Transport. / Politechnika Rzeszowska. Rzeszow, 2019. №16. С. 27–32.

REFERENCES

1. Musiiko V. D., Koval A.B. Teoriia ta stvorennia innovatsiinykh zemleryinykh mashyn bezperervnoi dii [Theory and creation of innovative earthmoving machines of continuous action]. Kyiv, Vydavnytstvo Ludmyla Publ., 2018 .282 p. [in Ukrainian]
2. Pankratov S.A. (1967) Dinamika mashin dlya otkrytyih gornyyh i zemlyanyih rabot [Dynamics of machines for opencast mining and earthworks]. Moskva; Mashinostroenie [in Russian].
3. Volkov D.P., Nikolaev S.N., & Marchenko I.A. (1972). Nadezhnost rotornykh transheyinykh ekskavatorov [Dependability of wheel trenchers]. Moskva: Mashinostroyeniye [in Russian].
4. Vasylenko M.V., Alekseichuk O.M. (2004) *Teoriia kolyvan i stiikist rukhu* [Theory of vibrations and stability of motion] Pidruchnyk, Kyiv: Vyshcha shkola [in Ukrainian].
5. Avtomobili KrAZ-5233VE, KrAZ-5233NE. (2010) Rukovodstvo po ekspluatatsii 5233VE-016-3902010RE. [Vehicles KrAZ-5233VE, KrAZ-5233NE. Operation manual. 5233VE-016-3902010RE] Kremenchug. [in Russian].
6. Mashyna zemleroynaya PZM-3-01. Rukovodstvo po ekspluatatsii. PZM3-01.00.00.000.RE. [Earthmoving machine PZM-3-01. Operation manual. PZM3-01.00.00.000.RE]. Kiremenchug, KVRZ Publ., 2017. – 171 p.
7. Honchar M.O, Vyskovych 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].
8. Retrieved from <https://www.modelica.org/>
9. Nikolaienko V, Khoroshev K. (2019). Doslidzhennia dynamichnoi navantazhenosti transmisii bazovoho shasi mobilnoi zemleryinoi mashyny bezperervnoi dii [Dynamic load study in the mobile continuous earth-moving machine base chassis transmission]. Systemy i srodki transport samochodowego. Seria: Transport. / Politechnika Rzeszowska. Rzeszow, Issue 16, 27–32 pp. [in Ukrainian].

РЕФЕРАТ

Гончар М.О. Динамічний синтез мобільної землерийної машини безперервної дії з ланцюгово-балковим робочим органом / М.О. Гончар, В.А. Ніколаєнко // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науковий журнал. – К. : НТУ, 2022. – Вип. 1 (51).

В статті досліджено динамічну модель мобільної землерийної машини безперервної дії з ланцюгово-балковим робочим органом на предмет визначення впливу зміни пружньо-інерційних параметрів системи на її власні резонансні частоти.

Об'єкт дослідження: власні резонансні частоти трансмісії приводу ґрунторозробного робочого обладнання мобільної землерийної машини безперервної дії з ланцюгово-балковим робочим органом.

Мета роботи: Визначити елементи системи, пружньо-інерційні параметри яких впливають на нижні власні резонансні частоти. Дати практичні рекомендації щодо вибору параметрів таких елементів з метою відходу від резонансної частоти.

Створення міцних, надійних та довговічних машин залежить від точності врахування динамічних навантажень та способів по їх зниженню. При цьому формування конструкцій сучасних землерийних машин може бути реалізовано з використанням модульного принципу, але обов'язково з урахуванням повної картини можливих навантажень машин та їх приводів в процесі роботи, величини цих навантажень та їх динамічних характеристик.

У відповідності до умов динамічного синтезу параметри динамічної системи машини слід підібрати так, аби частота зміни зовнішнього навантаження машини в режимі її максимальної продуктивності не співпала з власною частотою динамічної системи.

За результатами теоретичних досліджень та тензометричних досліджень встановлено, що частота першої форми крутильних коливань приводу землерийної машини є близькою 9 Гц. Форма коливань першої частоти має вузол між масами коробки передач, що може призвести до втомного руйнування валів, з'єднань або зачеплень деталей коробки передач базового тягача. Частота першої форми власних коливань системи є близькою до частоти зачеплень ланок тягового ланцюга із зубцями зірочки в режимі максимальної продуктивності землерийної машини.

Результати дослідження по зміні моментів інерції мас та жорсткостей зв'язку свідчать про те, що вплив на першу власну частоту системи мають масові параметри двигуна і розвантажувального пристрою машини та пружні параметри демпфера двигуна і карданних передач базового шасі. Зміна цих параметрів машини призводить до зміни першої власної частоти на 5 – 20%.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ, ЗЕМЛЕРИЙНА МАШИНА, КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ

ABSTRACT

Honchar M.O, Nikolaienko V.A. The dynamic synthesis of mobile continuous earth-moving machine with a chain-type trenching equipment. Visnyk National Transport University. Series «Technical sciences». Scientific journal. – Kyiv: National Transport University, 2022. – Issue 1 (51).

This article depicts the mobile continuous earth-moving machine dynamic model with a chain-type trenching equipment in order to determine the effect of changes in the elastic-inertial system parameters on its own resonant frequencies.

The object of the research: natural resonant transmission frequencies of the soil-working working equipment drive in the mobile earth-moving continuous action machine with a chain-beam working body.

The purpose of the work: to determine the system elements, in which the elastic-inertial parameters affect the lower natural resonant frequencies. To give practical recommendations on the parameter choice of such elements in order to deviate from the resonant frequency.

Creation of strong, reliable and durable machines depends on the dynamic load accuracy and ways to reduce it. Modern earthmoving machine structure formation can be realized using the modular principle, but always with taking into account the full picture of possible machine loads and their drives in the process, these load magnitude and their dynamic characteristics.

In accordance with the dynamic synthesis conditions, the dynamic system machine parameters should be selected so that the external load machine change frequency in its maximum productivity mode doesn't coincide with the dynamic system natural frequency.

According to the theoretical and strain gauge research results, it is established that the frequency of the first form of earth-moving machine drive torsional oscillations is close to 9 Hz. The first frequency oscillation shape has a node between the gearbox masses, which can lead to fatigue shaft destruction, joints or gears of the base tractor transmission part destruction. The frequency of the natural oscillation system is close to the traction chain link engagement frequency with the sprocket teeth in the earth-moving machine maximum productivity mode.

The study results of the inertia mass change moments and the connection stiffness indicate that the system first natural frequency is influenced by the engine mass parameters, the machine unloading device and

the engine damper elastic parameters, base chassis cardan gears. The machine parameter change leads to the first natural frequency change by 5 – 20%.

KEYWORDS: DYNAMIC MODEL, CHAIN TRENCHER, TORSIONAL VIBRATION.

АВТОРИ:

Гончар Михайло Олександрович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, професор кафедри теоретичної та прикладної механіки, e-mail: gmo48@ukr.net, тел: +380672342879, Україна, 01103, м. Київ, вул. Михайла Бойчука, 42, к. 601. orcid.org/0000-0002-5288-6486.

Ніколаєнко Володимир Анатолійович, кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, доцент кафедри дорожніх машин, e-mail: vanikolaienko@ukr.net, тел: +380679786117, Україна, 01103, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к.226. orcid.org/0000-0003-3983-0434.

Николаенко Владимир Анатольевич, кандидат технических наук, Национальный транспортный университет, доцент кафедры дорожных машин, e-mail: vanikolaienko@ukr.net, тел: +380679786117, Украина, 01103, г. Киев, ул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к.226. orcid.org/0000-0003-3983-0434.

AUTHORS:

Honchar Mykhailo Oleksandrovych, Candidate of Technical Sciences, National Transport University, Professor of Theoretical and Applied Mechanics e-mail: gmo48@ukr.net, tel: +380672342879, Ukraine, 01103, Kyiv, street Mykhaila Boichuka, 42, of. 601. orcid.org/0000-0002-5288-6486.

Nikolaienko Volodymyr Anatoliiovych, National Transport University, Candidate of Technical Sciences, National Transport University, Associate Professor of Road Machines, e-mail: vanikolaienko@ukr.net, tel: +380679786117, Ukraine, 01103, Kyiv, street. M. Omelanovich-Pavlenko, 1, of. 226. orcid.org/0000-0003-3983-0434.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Сахно В. П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

Іткін О. Ф., доктор технічних наук, генеральний директор ПрАТ «Промислово-виробничий інститут зварювально-ізоляційних технологій при будівництві трубопроводів «Нафтогазбудізоляція», Київ, Україна.

REVIEWERS:

Sakhno V. P., Doctor of Technical Sciences, Professor, National Transport University, Head of Department of Automobiles, Kyiv, Ukraine.

Itkin O. F., Doctor of Technical Sciences, General Director «Neftegazstroyizoliatsiya» Industrial Production Institute of welding-insulation technologies to a piping building, Kyiv, Ukraine.