

Р. В. Зінько, В. М. Корендій, В. М. Теслюк, І. Б. Демчук, І. Я. Казимира, Д. В. Островка
Національний університет “Львівська політехніка”

ЧАСТОТНИЙ АНАЛІЗ ВАЛА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ МАЛОГО МОБІЛЬНОГО РОБОТА

© Зінько Р. В., Корендій В. М., Теслюк В. М., Демчук І. Б., Казимира І. Я., Островка Д. В., 2022

<https://doi.org/>

Постановка проблеми та мета роботи. Якнайширше впровадження і використання мобільних роботів в найрізноманітніших сферах діяльності людей є актуальним завданням на сьогодні. При цьому, забезпечення їх надійного функціонування певною мірою визначає і їх ефективність. Використовуючи відповідні розрахунки при проектуванні різноманітних машин, зокрема і мобільних роботів, можна підвищити надійність та зменшити матеріаломісткість створюваних зразків машин, а отже, й знизити собівартість його виробництва й обслуговування. **Методика роботи.** Для малого мобільного робота з електромеханічною трансмісією було проведено низку розрахунків за розробленою методикою. Остання містить геометричні, кінематичні, динамічні, енергетичні, техніко-економічні розрахунки, розрахунки на міцність та жорсткість, а також модальний аналіз резонансних частот коливань проектованої деталі. **Результати статті.** На основі кінематичної схеми електромеханічної трансмісії робота розроблена твердотільна модель вала тягової зірки гусеничного рушія, для якого на основі схематизованої (лінеаризованої) діаграми граничних напружень за Серенсеном-Кінасошвілі був визначений необхідний запас міцності матеріалу вала. **Наукова новизна.** В статті представлено приклад модального аналізу проектованого вала трансмісії робота і визначено резонансні частоти його коливань. Встановлено, що для спроектованого валу найбільш небезпечні резонансні частоти рівні 11 Гц, 170 Гц та 914 Гц. **Практичне значення результатів.** Розроблена методика може ефективно використовуватися при проектуванні нових експериментальних і промислових зразків мобільних роботів. **Напрями подальших досліджень за тематикою статті.** Подальші дослідження можуть бути направлені на розроблення комплексної методики розрахунку і проектування електромеханічних приводів мобільних роботів.

Ключові слова: методики проектування, діаграма Серенсена-Кінасошвілі, запас міцності, твердотільна модель, гусеничний рушій, модальний аналіз.

Вступ. Постановка проблеми

При теперішньому розвитку суспільства техногенні аварії і катастрофи стають практично неминучими в силу збільшення складності виробництва із застосуванням енергоємних технологій, радіоактивних та токсичних речовин. Зростання ймовірності виникнення аварійних ситуацій на об'єктах хімічної та атомної промисловості створюють екстремальні умови для виживання не тільки потерпілим під час аварій, але й рятувальникам, які ліквідовують наслідки аварій. Застосування в таких випадках мобільних роботів підвищує ефективність і безпеку операцій по усуненню наслідків. Покращення характеристик електромеханічного приводу мобільних роботів, відповідно, є одним із напрямків удосконалення таких машин.

Аналіз літературних джерел

Нині у всіх сферах застосування мобільних транспортних засобів існує тенденція до зміни двигунів внутрішнього згорання на електродвигуни. Особливо це проявляється в робототехніці [1-7]. Компактні і енергоємні електромеханічні трансмісії стають альтернативним способом забезпечення руху, але при цьому треба враховувати особливості їх функціонування.

Використання електромеханічних трансмісій дозволяє використовувати трансмісію без коробки передач, що знижує собівартість, підвищує маневреність та надійність [8-11]. Момент швидкості на валу двигуна при забезпеченні машиною технологічних процесів відрізняється нестатичністю і змінюється в часі на 40-50 % [10]. Але при цьому спостерігається коливання моменту опору з амплітудою $\pm 20\%$ від середнього значення. Тому важливим є забезпечення міцності елементів трансмісії з раціональним запасом.

Мета та завдання роботи

Метою статті є підвищення техніко-експлуатаційних показників електромеханічного приводу мобільних роботів вибору вхідних параметрів у поєднанні з відповідними методиками проектування і математичного моделювання.

Щоб почати поворот, трансмісія машини повинна забезпечити значний крутний момент, внаслідок чого змінюється швидкість перемотування гусениці. Якщо трансмісія не зможе зробити цього на певній швидкості, то машина не виконає поворот на цій швидкості.

Як тільки починається поворот, зовнішню частину гусениці треба забезпечити дуже високою енергією, яка прискорюється і рухається швидше, ніж центр тяжіння машини. У високодіаметрному повороті зростання енергії, яка повинна забезпечувати зовнішню частину гусениці, може досягати в два або більше разів. Якщо трансмісія не зможе передати таку енергію на зовнішню частину гусениці, то машина втрачатиме швидкість руху.

Виклад основного матеріалу

При створенні електромеханічних трансмісій мобільних роботів (МР), аналогічно як і інших транспортних засобів спеціального призначення, треба враховувати відповідну тетраду – взаємовплив між алгоритмом застосування, в якому вони задіяні, умовами експлуатації, їх конструкцією і рівнем економічної доцільності (рис. 1).



Рис. 1. Тетрада взаємовпливів при формуванні концепції та синтезу МР

Fig. 1. Tetrad of interinfluences under conception formation and synthesis of mobile robots

Тетрада взаємовпливів формує систему загальнотехнічних вимог, яка деталізується (системи, комплекси, зразки, їх складові частини) по напрямках (рис. 2):

1. Функціонально-технічні вимоги.
2. Експлуатаційно-технічні вимоги.
3. Конструктивні і виробничо-технічні вимоги.

На підставі цих вимог здійснюється розробка технічного завдання, а також визначаються основні параметри проектного МР.

Кожен зразок МР повинен володіти одночасно усіма функціональними властивостями в оптимальному співвідношенні між ними, що забезпечують максимальну його ефективність. Зневага будь-якою з властивостей або нарощування однієї властивості за рахунок інших у підсумку не дозволить повністю реалізувати можливості МР.

Проектування і конструювання машин нерозривно пов'язані з розрахунками, за допомогою яких встановлюються технічні характеристики, кінематичні параметри, розміри деталей, що несуть навантаження, запас міцності, довговічність для всіх умов експлуатації і для всіх навантажень [12-15]. Розрахунки і конструювання поєднані між собою. Ці процеси завжди взаємодоповнюють один

одного. Розрахунки вказують шлях, за яким треба рухатися в напрямі отримання найоптимальшого технічного результату.



Рис. 2. Зв'язок тетради взаємовпливів і вимог до МР

Fig. 2. The relation of the tetrad of interinfluences and the requirements set for mobile robots

У проектуванні використовують такі види розрахунків (рис. 3):

- геометричний – розрахунок розмірних ланцюгів, координат, зазорів;
- кінематичний – розрахунок переміщень, швидкостей, прискорень, передавальних чисел кінематичних ланцюгів та ін.;
- динамічний – розрахунок навантажень деталей машин та їхніх змін у часі;
- розрахунки на міцність та жорсткість – визначення напружень та деформацій деталей машини при навантаженнях у робочих режимах;
- енергетичні – розрахунки затрат енергії, параметрів енергетичного балансу;
- техніко-економічні – розрахунки продуктивності, вартості, ефективності використання.

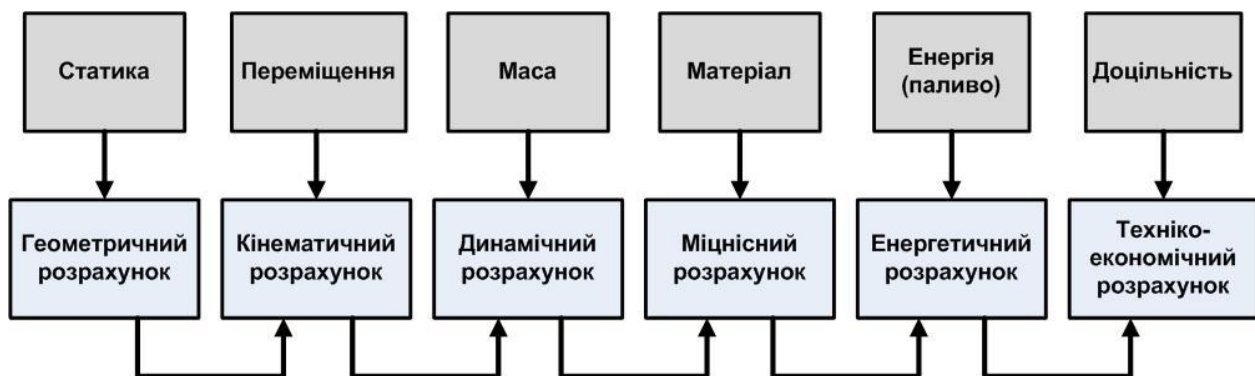


Рис. 3. Основні види розрахунків при проектуванні

Fig. 3. Basic types of calculations performed during designing

Викладені вище підходи по створенню нових зразків мобільних роботів були використані при розробці малого мобільного робота з електромеханічною трансмісією і гусеничним рушієм (рис. 4). Для забезпечення міцнісних характеристик деталей електромеханічної трансмісії скористаємося діаграмою граничних напружень. Її лінеаризований варіант, за Серенсенон-Кінасшвілі, дає змогу визначити границю витривалості для проектованої деталі в довільному циклі [12].

За відомими значеннями напружень σ_{\max} і σ_{\min} , відповідно до формули

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (1)$$

встановлюється коефіцієнт асиметрії циклу R , а завдяки співвідношенню

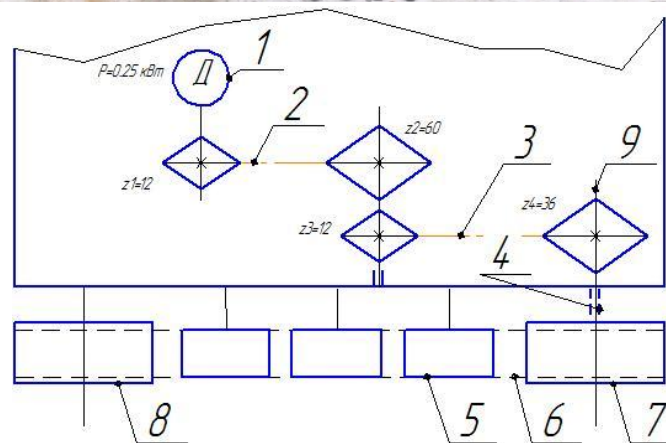
$$\operatorname{ctg} \alpha_k = \frac{\sigma_{\tau k}}{\sigma_{\sigma k}} = \frac{\frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}}{\frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}} = \frac{1 + R_k}{1 - R_k} \quad (2)$$

визначається кут нахилу α_k прямої відповідного циклу.

Безпечна робота матеріалу закінчується, коли напруження у ньому перевищують межу витривалості σ_B на шкалі мініості σ_m (рис. 5). Тому простір безпечних напружень OADC додатково звужують лінією текучості KL.



a



б

Рис. 4. Загальний вигляд малого мобільного робота (а) та розрахункова схема його електромеханічної трансмісії: 1 – електродвигун; 2, 3 – ланцюгова передача; 4 – підшипники; 5 – катки; 6 – гусениця; 7 – ведуча зірочка; 8 – ведена зірочка; 9 – вал

Fig. 4. General design of small mobile robot (a) and calculation diagram of its electromechanical transmission: 1 – electric motor; 2, 3 – chain transmission; 4 – bearings; 5 – rollers; 6 – caterpillar (crawler track); 7 – driving sprocket; 8 – driven sprocket; 9 – shaft

При знаходженні границі витривалості для заданого коефіцієнта асиметрії R на діаграмі граничних амплітуд необхідно через початок координат провести пряму OD під кутом 45, тангенс якого дорівнює:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sigma_a}{\sigma_T} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}} = \frac{1 - R}{1 + R}, \quad (3)$$

де $\sigma_{\max} = \sigma_a^B + \sigma_T^B = \sigma_R$.

Сума абсциси та ординати точки D* – перетину прямої OD з кривою AC (рис. 5) – дає шукану величину границі витривалості σ_R . А запас за умовою текучості визначає точка D – перетин прямої OD* і KL.

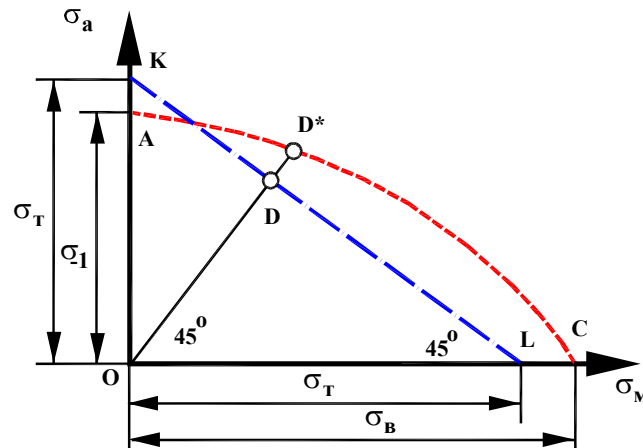


Рис. 5. Лінеаризована діаграма граничних напружень за Серенсеном-Кінашівілі

Fig. 5. Linearized diagram of critical stresses according to Serensen-Kinasoshvili

Можливі випадки, коли при дії динамічних вхідних навантажень у ступінчастому валі виникають вібрації. Для аналізу вібрацій зазвичай використовують моделі модального аналізу. Це забезпечує пошук власних частот (власні значення) і форми коливань (вектори) моделі для визначення резонансних частот, щоб усунути їх при проектуванні вала. Також в подальшому ця інформація використовується для аналізу вимушених коливань, для визначення таких властивостей системи, як частотна характеристика, перехідна дія або випадкові вібрації, щоб визначити, як модель сприймає динамічні вхідні навантаження. Аналіз форми коливань ґрунтується передусім на жорсткості і діючих переміщеннях та схожий на статичний аналіз напружень. Модальний аналіз моделі валу був виконаний на твердотільній моделі валу, що складається з 14938 елементів типу “тетраedr” (рис. 6, 7) з його однобічним кріпленням. Дану форму валу та місце закріплення було прийнято спеціально для наглядності розрахунку.

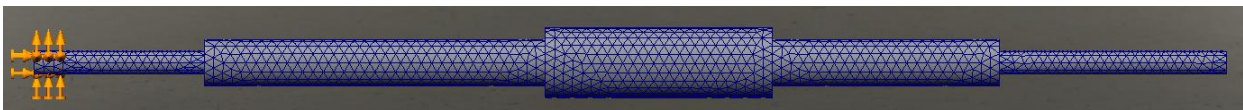


Рис. 6. Твердотільна модель вала з кріпленням на його лівому кінці

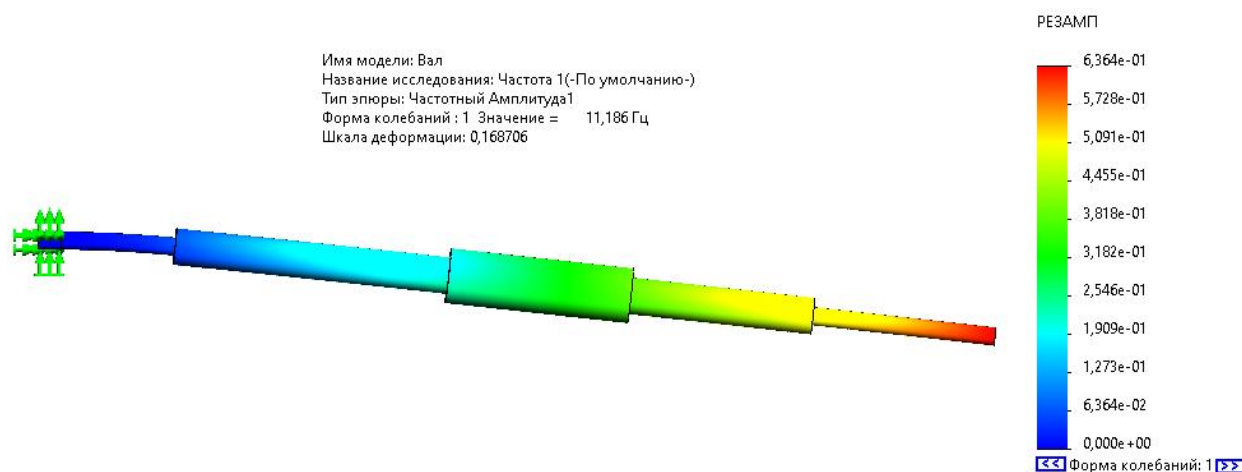
Fig. 6. Solid model of the shaft with fixation at its left end

У програмному продукті SolidWorks також був виконаний частотний аналіз вала, в якому були визначені перші 10 резонансних частот, із яких виберемо 4 із найбільшими коефіцієнтами масової участі. На першій резонансній частоті рівній 11,186 Гц, найбільший відклик маси приблизно 76,7 % відбувається вздовж осі Y (рис. 8).

Имя исследования	Частота 1 (-По умолчанию-)
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение	Сетка на основе смешанной кривизны
Точки Якобиана для сетки высокого качества	16 точек
Макс. размер элемента	9,22979 mm
Мин размер элемента	3,07657 mm
Качество сетки	Высокая
Всего узлов	23911
Всего элементов	14938
Максимальное соотношение сторон	41,761
Процент элементов с соотношением сторон < 3	99
Процент элементов с соотношением сторон > 10	0,228
Процент искаженных элементов	0
Число искаженных элементов	0
Время для завершения сетки (hh:mm:ss)	00:00:03
Имя компьютера	USER61

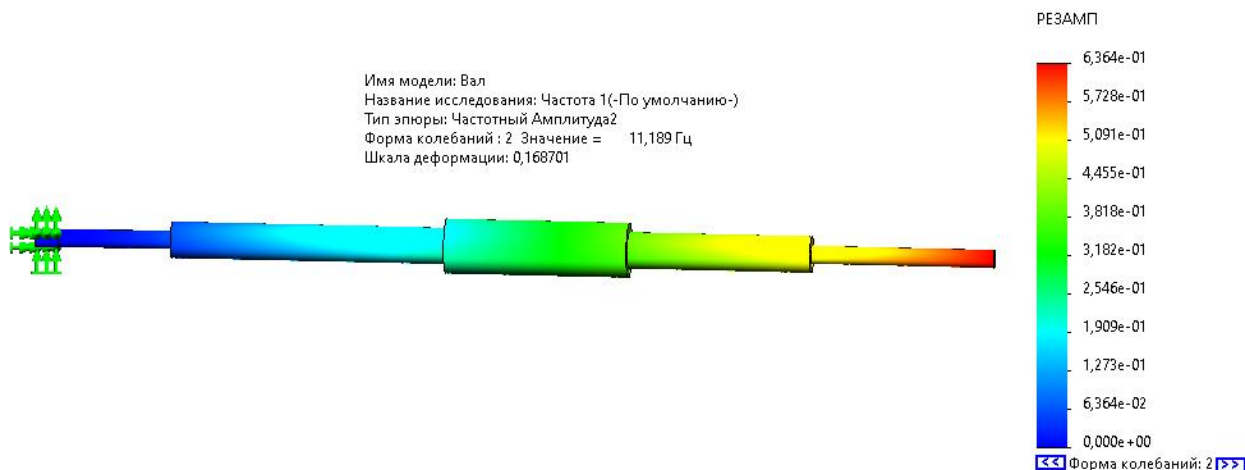
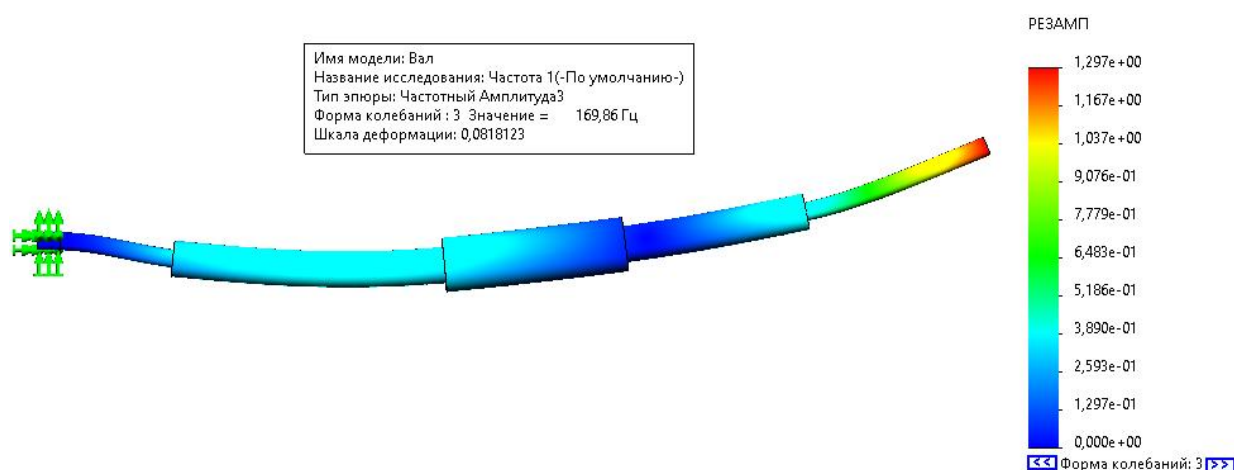
Рис. 7. Параметры сітки, яка використовувалася при модальному аналізі вала

Fig. 7. Parameters of the grid used during the modal analysis of the shaft

Рис. 8. Деформації вала при власній частоті $f_1 = 11,186$ ГцFig. 8. Deformations of the shaft at the eigenfrequency of $f_1 = 11.186$ Hz

На другій резонансній частоті, рівній 11,189 Гц, найбільший відклик маси приблизно 76,7 % має місце вздовж осі Z (рис. 9). На третій резонансній частоті, рівній 169,86 Гц, найбільший відклик маси приблизно 13,3 % відбувається вздовж осі Y (рис. 10). На десятій резонансній частоті, рівній 914,49 Гц, найбільший відклик маси в 96,7 % відбувається вздовж осі X (рис. 11).

На рис. 12 наведено список резонансних частот, де видно, що виконаний аналіз охоплює більше 96 % маси твердого тіла, що аналізується, за всіма напрямками, і можна зробити висновок про достатню кількість підібраних резонансних частот. Коефіцієнти масової участі (рис. 12) важливі для визначення відповідності (прийнятності) вирахованих форм коливань, для вирішення конкретних динамічних задач з урахуванням основи (кріплення) валу. Даний коефіцієнт визначає процент маси системи, яка задіяна у конкретних формах коливань, або, іншими словами, він визначає міру енергії, заключену в кожній резонансній формі. Режим із більшим коефіцієнтом масової участі зазвичай суттєво впливає на динамічні реакції системи. Існують вимоги, щоб щонайменше 80 % маси системи брали участь при коливаннях у заданих напрямках (у нашому випадку – вздовж осей X, Y, Z).

Рис. 9. Деформації вала при власній частоті $f_1 = 11,189$ ГцFig. 9. Deformations of the shaft at the eigenfrequency of $f_1 = 11.189$ HzРис. 10. Деформації вала при власній частоті $f_1 = 169,86$ ГцFig. 10. Deformations of the shaft at the eigenfrequency of $f_1 = 169.86$ HzРис. 11. Деформації вала при власній частоті $f_1 = 914,49$ ГцFig. 11. Deformations of the shaft at the eigenfrequency of $f_1 = 914.49$ Hz

Массовое участие (Нормализовано)

Название исследования: Частота 1

Режим No.	Частота (Герц)	Направление X	Направление Y	Направление Z
1	11,186	1,1191e-12	0,76694	0,034835
2	11,189	1,8532e-12	0,034838	0,76692
3	169,86	9,9922e-10	0,13312	0,0025122
4	169,88	3,3756e-10	0,0025153	0,1331
5	267,52	7,3072e-11	7,9599e-12	3,6985e-10
6	351,32	3,9585e-10	0,0097159	0,013144
7	351,38	1,4697e-09	0,013132	0,0097179
8	661,14	5,9527e-08	0,016867	5,2658e-05
9	661,23	6,2518e-09	5,2568e-05	0,01688
10	914,49	0,96654	9,7293e-10	2,1944e-11
		Сумма X = 0,96654	Сумма Y = 0,97718	Сумма Z = 0,97717

Закреть Сохранить Справка

Рис. 12. Таблиця резонансних частот та масової участі

Fig. 12. Table of resonance frequencies and mass participation

Також таблицю резонансних частот та масової участі (рис. 12) можна представити у формі графіка (рис. 13). Аналізуючи отримані результати, можемо констатувати, що перша та друга резонансні частоти приблизно рівні 11 Гц, тому лінія, яка їх з'єднує, є горизонтальною. На третій резонансній частоті, відносно другої, відбувається значний ріст частоти до майже 170 Гц, що видно по похилій з'єднувальній лінії. Даний графік (рис. 13) дає наглядне поняття, на яких групах частот виникає резонанс тіла (валу).

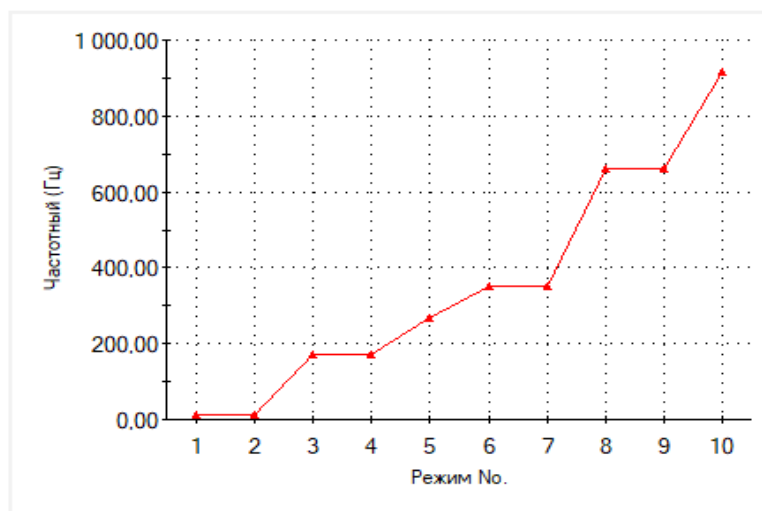


Рис. 13. Графік відповідності власних частот вала режимам його коливань

Fig. 13. The plot of correspondence of the shaft eigenfrequencies to the modes of its oscillations

Для більш наочної оцінки масового відклику можна додати гістограму, яка показує дійсні коефіцієнти масової частки на основних напрямках X, Y, Z для кожної резонансної частоти (рис. 14). На гістограмі видно, які резонансні коливання призводять до задіяння значної масової частки за відповідними основним напрямкам, і проаналізувати кожну частоту окремо.

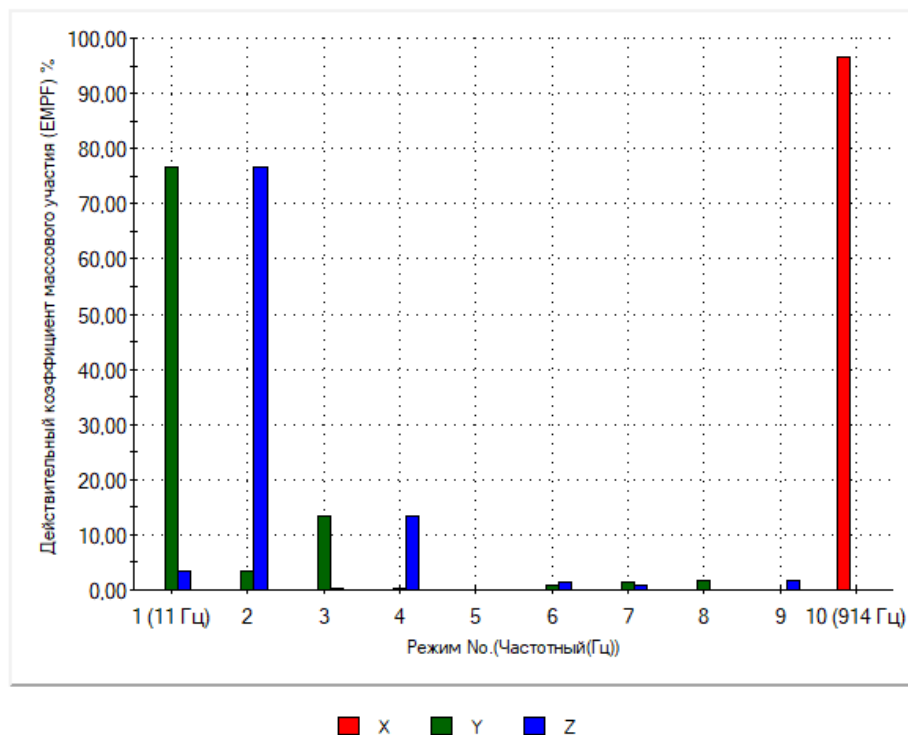


Рис. 14. Графік відповідності дійсних коефіцієнтів масової участі режимам коливань вала

Fig. 14. The plot of correspondence of the effective mass participation factor to the shaft oscillation modes

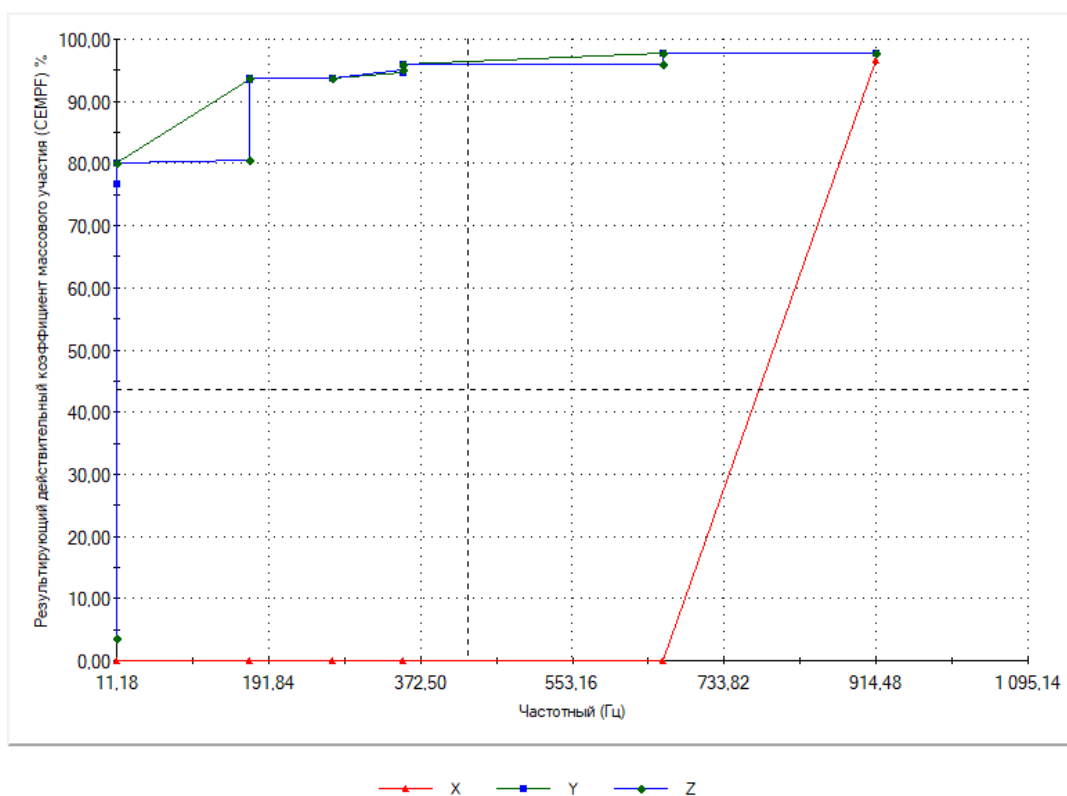


Рис. 15. Лінійний графік результуючого дійсного коефіцієнта масової частки за різних резонансних частот

Fig. 15. Linear plot of the cumulative effective mass participation factor at different resonance frequencies

Перебудуємо попередню гістограму у формі лінійного графіка (рис. 15) і подивимося, на якій частоті досягається найбільший коефіцієнт масової частки. Лінійний графік результуючого (сукупного, еквівалентного) дійсного коефіцієнта масової частки показує результуючі дійсні коефіцієнти масової частки для основних напрямків X, Y, Z кожної форми.

Отже, на основі отриманих результатів можна визначити “відгук” конструкції на різні робочі частоти. В даному випадку видно, що для валу, закріпленого на одному з кінців, найбільш небезпечні резонансні частоти, що задіюють значну кількість маси, є 11 Гц, 170 Гц та 914 Гц. Тому при проектуванні механізму, з використанням даного валу, із аналогічним закріпленням, потрібно уникати режимів роботи, які будуть генерувати ці частоти. Але, якщо робота можлива тільки на одній із даних частот, то потрібно змінити геометрію валу так, щоб змінилася його жорсткість або маса, що, своєю чергою, вплине на його власні частоти коливань.

Висновки

Використання мобільних роботів у найрізноманітніших сферах діяльності людей є актуальним завданням. При цьому забезпечення їх надійного функціонування певною мірою визначає і їх ефективність. Використовуючи відповідні розрахунки при проектуванні, зокрема і мобільних роботів, можна підвищити надійність та зменшити металомісткість створюваних зразків машин, а отже, й знизити собівартість його виробництва й обслуговування.

Для малого мобільного робота з електромеханічною трансмісією було проведено низку розрахунків за розробленою методикою. Остання містить геометричні, кінематичні, динамічні, енергетичні, техніко-економічні розрахунки, розрахунки на міцність та жорсткість, а також модальний аналіз резонансних частот коливань проектованої деталі. На основі кінематичної схеми електромеханічної трансмісії розроблена твердотільна модель вала тягової зірки гусеничного рушія, для якого на основі схематизованої (лінеаризованої) діаграми Серенсена-Кінасошвілі був визначений необхідний запас міцності. В статті представлено приклад модального аналізу проектованого вала і визначено резонансні частоти його коливань. Встановлено, що для спроектованого валу найбільш небезпечні резонансні частоти рівні 11 Гц, 170 Гц та 914 Гц.

Розроблена методика може ефективно використовуватися при проектуванні нових експериментальних і промислових зразків мобільних роботів. Подальші дослідження за тематикою статті можуть бути направлені на розроблення комплексної методики розрахунку і проектування електромеханічних приводів мобільних роботів.

Список літератури

1. Cox I. J., Wilfong G. T. *Autonomous Robot Vehicles*. New-York : Springer-Verlag, 1990. 492 p. URL : <https://doi.org/10.1007/978-1-4613-8997-2>.
2. Jones J. L., Flynn A. M., Seiger B. A. *Mobile Robots: Inspiration to Implementation*. Boca Raton : FL: CRC Press, 2019. 486 p.
3. Fahimi F. *Autonomous Robots: Modelling, Path Planning, and Control*. New-York : Springer Science + Business Media, 2009. 358 p. URL : <https://doi.org/10.1007/978-0-387-09538-7>.
4. Choset H. et al. *Principles of Robot Motion: Theory, Algorithms, and Implementation*. Cambridge : The MIT Press, 2005. 603 p. URL : <https://doi.org/10.1109/mra.2005.1511878>.
5. Kurdila A. J., Ben-Tzvi P. *Dynamics and Control of Robotic Systems*. Hoboken : Wiley, 2019. 520 p.
6. Korendiy V. et al. Motion simulation and impact gap verification of a wheeled vibration-driven robot for pipelines inspection // *Vibroengineering Procedia*. 2022. Vol. 41. P. 1-6. URL : <https://doi.org/10.21595/vp.2022.22521>.
7. Korendiy V. et al. Experimental investigation of kinematic characteristics of a wheeled vibration-driven robot // *Vibroengineering Procedia*. 2022. Vol. 43. P. 14-20. URL : <https://doi.org/10.21595/vp.2022.22721>.
8. Jaulin L. *Mobile Robotics*. Hoboken : John Wiley & Sons, Inc., 2019. 386 p. URL : <https://doi.org/10.1002/781119663546>.
9. Korendiy V., Zinko R., Cherevko Y. Structural and kinematic analysis of pantograph-type manipulator with three degrees of freedom // *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*. 2019. Vol. 5. № 2. P. 68-82. URL : <https://doi.org/10.23939/ujmems2019.02.068>.

10. Зінько Р. В., Корендій В. М. Моделювання руху привідного мотор-колеса електромобіля // Вібрації в техніці та технологіях : тези доповідей XVII Міжнародної науково-технічної конференції, присвяченої 140-річчю випуску інженерів-механіків у Львівській політехніці (Львів, 11-12 жовтня 2018 р.). Львів : Кепещук П. М. С. 56, 57.
11. Зінько Р. В. Морфологічне середовище для дослідження технічних систем : монографія / Р. В. Зінько. Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2014. 383 с.
12. Бучинський М. Я., Горик О. В., Чернявський А. М., Яхін С. В. Основи творення машин / [за редакцією О.В. Горика]. Харків : Видавництво "НТМТ", 2017. 448 с.
13. Korendiy V. M., Zinko R. V., Muzychka D. G., Topilnyskyi V. G. Systems of 3D modelling. Kamyanske : DSTU, 2019. 152 p.
14. Nudehi S. S., Steffen J. R. Analysis of Machine Elements Using SOLIDWORKS Simulation 2022. Mission : SDC Publications, 2022. 556 p.
15. Kurowski P. M. Vibration Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2022. Mission : SDC Publications, 2022. 338 p.

R. V. Zinko, V. M. Korendiy, V. M. Tesliuk, I. B. Demchuk, I. Ya. Kazymyra, D. V. Ostrovka
Lviv Polytechnic National University

FREQUENCY ANALYSIS OF THE SHAFT OF THE ELECTROMECHANICAL DRIVE OF THE SMALL MOBILE ROBOT

Problem statement and the research purpose. The implementation and use of mobile robots in the most diverse spheres of human activity is currently an urgent task. At the same time, ensuring their reliable operation and functioning determines their effectiveness to a certain extent. Using the appropriate calculations during the designing process of various machines, in particular of mobile robots, it is possible to increase the reliability and reduce the material consumption of the developed machine prototypes, and therefore to reduce the cost of its production and maintenance. **Methodology of the study.** For a small mobile robot with an electromechanical transmission, a number of calculations were carried out according to the developed methodology. The latter contains geometric, kinematic, dynamic, energy, technical and economic calculations, strength and rigidity analysis, and modal analysis of resonance frequencies of oscillations of the workpiece being designed. **Results of the investigations.** On the basis of the kinematic diagram of the robot's electromechanical transmission, a solid-state model of the traction (driving) sprocket shaft of the crawler (track-type, caterpillar) drive was developed, for which the necessary safety assurance factor of the shaft material was determined on the basis of the schematized (linearized) Serensen-Kinasoshvili diagram of the critical stresses. **Scientific novelty.** The article presents an example of a modal analysis of a designed robot's transmission shaft and determines the resonance frequencies of its oscillations. It was established that the most dangerous resonant frequencies for the designed shaft are equal to 11 Hz, 170 Hz, and 914 Hz. **Practical value of the results.** The developed *technique* can be effectively implemented while designing new experimental and industrial prototypes of mobile robots. **Scopes of further investigations on the subject of the paper.** Further research can be focused on the development of a complex methodology for calculating and designing the electromechanical drives of mobile robots taking into account geometric, kinematic, dynamic, energy, technical and economic calculations.

Key words: designing techniques, diagram of Serensen-Kinasoshvili, safety assurance factor, solid model, caterpillar drive, track-type drive, modal analysis.

References

1. Cox I. J., Wilfong G. T. (1990). Autonomous Robot Vehicles. New-York : Springer-Verlag. 492 p. URL : <https://doi.org/10.1007/978-1-4613-8997-2>.
2. Jones J. L., Flynn A. M., Seiger B. A. (2019). Mobile Robots: Inspiration to Implementation. Boca Raton : FL: CRC Press. 486 p.
3. Fahimi F. (2009). Autonomous Robots: Modelling, Path Planning, and Control. New-York : Springer Science + Business Media. 358 p. URL : <https://doi.org/10.1007/978-0-387-09538-7>.
4. Choset H. et al. (2005). Principles of Robot Motion: Theory, Algorithms, and Implementation. Cambridge : The MIT Press. 603 p. URL : <https://doi.org/10.1109/mra.2005.1511878>.
5. Kurdila A. J., Ben-Tzvi P. (2019). Dynamics and Control of Robotic Systems. Hoboken : Wiley. 520 p.

6. Korendiy V. et al. (2022). Motion simulation and impact gap verification of a wheeled vibration-driven robot for pipelines inspection // *Vibroengineering Procedia*. Vol. 41. P. 1-6. URL : <https://doi.org/10.21595/vp.2022.22521>.
7. Korendiy V. et al. (2022). Experimental investigation of kinematic characteristics of a wheeled vibration-driven robot // *Vibroengineering Procedia*. Vol. 43. P. 14-20. URL : <https://doi.org/10.21595/vp.2022.22721>.
8. Jaulin L. (2019). *Mobile Robotics*. Hoboken : John Wiley & Sons, Inc. 386 p. URL : <https://doi.org/10.1002/9781119663546>.
9. Korendiy V., Zinko R., Cherevko Y. (2019). Structural and kinematic analysis of pantograph-type manipulator with three degrees of freedom // *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*. Vol. 5. № 2. P. 68-82. URL : <https://doi.org/10.23939/ujmeme2019.02.068>.
10. Зінько Р. В., Корендій В. М. (2018). Моделювання руху привідного мотор-колеса електромобіля // *Вібрації в техніці та технологіях : тези доповідей XVII Міжнародної науково-технічної конференції, присвяченої 140-річчю випуску інженерів-механіків у Львівській політехніці (Львів, 11-12 жовтня 2018 р.)*. Львів : Кепещук П. М., 2018. С. 56, 57.
11. Зінько Р. В. (2014). Морфологічне середовище для дослідження технічних систем : монографія / Р. В. Зінько. Львів : Видавництво Львівської політехніки. 383 с.
12. Бучинський М. Я., Горик О. В., Чернявський А. М., Яхін С. В. (2017). *Основи творення машин* / [за редакцією О.В. Горика]. Харків : Видавництво “НТМТ”. 448 с.
13. Korendiy V. M., Zinko R. V., Muzychka D. G., Topilnytsky V. G. (2019). *Systems of 3D modelling*. Kamysanske : DSTU. 152 p.
14. Nudehi S. S., Steffen J. R. (2022). *Analysis of Machine Elements Using SOLIDWORKS Simulation 2022*. Mission : SDC Publications. 556 p.
15. Kurowski P. M. (2022). *Vibration Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2022*. Mission : SDC Publications, 2022. 338 p.