

Секція проблем техніки і технологій

СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ II КЛАСУ З ВРАХУВАННЯМ СИЛ ТЕРТЯ У КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАХ

Харжевський В. О.¹, Марченко М. В.², Корженко В. О.³
Хмельницький національний університет
E-mail: ¹kharzhevskiy@khmnu.edu.ua, ²max@solidworks.net.ua,
³korzhenkovitalik@gmail.com

Як відомо, аналітичні методи дослідження механізмів мають ряд переваг перед іншими відомими методами, оскільки поєднують в собі точність та швидкість розрахунку, що дозволяє проводити багато-параметричний синтез та дослідження механізмів з оптимальними або наперед заданими характеристиками.

Великим класом виконавчих механізмів є важільні механізми, що, як відомо, мають ряд переваг перед іншими типами механізмів. Існує велика кількість опублікованих наукових праць з аналітичного дослідження важільних механізмів, але для вирішення поставленої задачі найбільш зручним є використання погрупного методу дослідження [1–5], особливістю якого є те, що механізм розбивається на елементарні складові – структурні групи, і розрахунок проводиться для кожної структурної групи окремо, що дозволяє формалізувати процес дослідження, склавши для кожної структурної групи окремо підпрограму кінематичного та кінетостатичного розрахунку, як це було зроблено у [1, 3, 5].

Однак використання зазначених методик пов'язано з певними незручностями. Процес розрахунку вимагає складання окремої програми для кожного механізму (хоча і використовуються уніфіковані підпрограми), що вимагає специфічних знань з програмування та втрати часу на складання та відлагодження програми. Як правило, виникає також необхідність у проведенні дублюючого перевірного розрахунку, що може бути практично єдиним надійним критерієм працездатності складеної програми.

Після проведення відповідного пошуку було встановлено, що існує декілька програмних продуктів, в тому числі і комерційних, що забезпечують розрахунок кінематичних та силових параметрів, але не

було знайдено такого, який би відповідав всім поставленим вимогам. Існуючі програми розрахунку кінематики та кінетостатики важливих механізмів мають суттєві обмеження, що не дозволяє проводити розрахунки з достатньою точністю, причому навіть використання сучасних CAD/CAE-систем не дозволяє, як правило, проводити багатоваріантні оптимізаційні дослідження, або дозволяє це робити з суттєвими обмеженнями.

Отже, виникла задача створення алгоритмів, а на їх базі – програмного продукту, який би забезпечував належну точність розрахунків, враховуючи в тому числі сили інерції ланок та сили тертя в кінематичних парах, а також мав би можливість розраховувати всі види структурних груп II класу, включаючи усі можливі їх модифікації.

Процес аналітичного дослідження механізмів доцільно розділити на два окремих етапи, кожен з яких вирішує такі задачі:

1. Кінематичний аналіз: розрахунок переміщень, швидкостей та прискорень будь-якої точки або ланки механізму, розрахунок аналогів та інваріантів кінематичних величин, з побудовою відповідних графіків, діаграм; побудова траєкторій руху окремих точок механізму.

2. Кінетостатичний (силовий) аналіз: розрахунок реакцій у всіх кінематичних парах механізму з врахуванням сил інерції та сил тертя; визначення зрівноважувальної сили або зрівноважувального моменту; побудова годографів реакцій у кінематичних парах, графіків зміни моментів сил інерції.

Для вирішення поставлених задач були окремо розроблені програмні модулі для кінематичного та кінетостатичного розрахунку. В основу програмного модуля кінематичного розрахунку були покладені уніфіковані алгоритми, наведені у [3]. При розробці алгоритмів кінетостатичного дослідження частково були використані залежності, що містяться у [1]. Крім того, програма включає в себе ряд інших модулів, призначених для виконання допоміжних операцій, таких як обробка та передача даних, вивід графічної інформації, пошук мертвих положень механізму тощо.

На основі створених алгоритмів кінематичного та силового дослідження була створена САПР “*Linkage Analysis*”, що дозволяє проводити розрахунок механізмів II класу у діалоговому режимі.

Як приклад, розглянемо аналітичне дослідження кінематики та кінетостатики шестиланкового механізму, зображеного на рис. 1. Розрахунок кожної окремої структурної групи реалізований у вигляді аналітичних послідовностей – окремих підпрограм. В процесі розрахунку перевіряється умова незаклинювання ланок механізму. Так, кут передачі μ у структурній групі I виду, згідно рекомендацій, наведених у [4, 5], повинен знаходитись у допустимих межах:

$$30^\circ < \mu < 150^\circ .$$

(1)

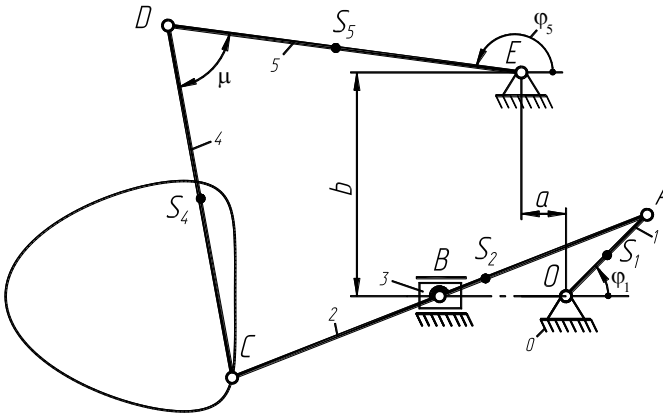


Рис. 1. Кінематична схема шестиланкового важільного механізму

Приклади результатів розрахунку кінематики та кінетостатики механізму представлено на рис. 2. За нульове положення було прийнято одне з мертвих положень механізму, які були знайдені під час розрахунку.

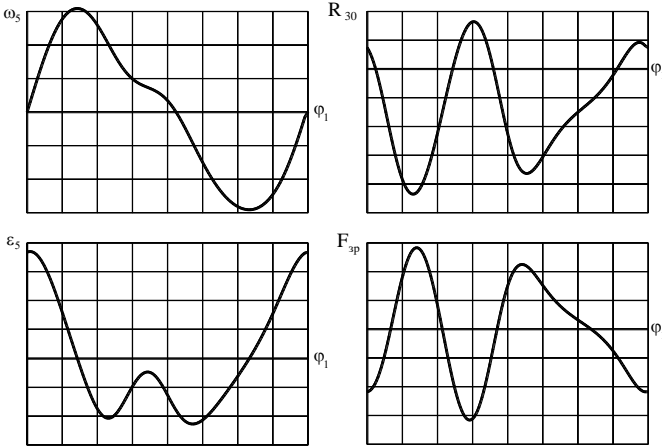


Рис. 2. Приклади результатів отриманих розрахунків

В процесі кінетостатичного дослідження програма розраховує сили тертя у поступальних парах та моменти сил тертя в обертальних. Рекомендації щодо вибору коефіцієнтів тертя наведені у [4]. Методика силового розрахунку з врахуванням сил тертя викладена у [5]. Як показали дослідження, тертя в обертальних парах незначно впливає на величину і напрям реакцій, а в поступальних кінематичних парах, навпаки, спостерігається значне відхилення величин реакцій від значень, знайдених попередньо, без врахування тертя.

Результати розрахунку реакцій у кінематичних парах механізму в положенні, зображеному на рис. 1, зведено до таблиці 1.

Таблиця 1

Приклади результатів одержаних розрахунків

Величина	Без урахування сил тертя	З урахуванням сил тертя	Відносна похибка, %
R_{30}	-264,84309	-223,88302	18,2953
R_{10}	656,98774	656,86353	0,019
R_{23}	287,71695	287,60749	0,038
R_{21}	611,34389	611,29683	0,0077
R_{42}	753,76814	753,77497	0,0009
R_{54}	190,89551	190,90413	0,0045
R_{50}	200,13965	200,24234	0,05128
$F_{зр}$	288,30569	289,19119	0,3062

Отже, розроблений метод розрахунку кінематичних та кінетостатичних параметрів важільних механізмів дозволяє суттєво спростити процес дослідження, не вимагаючи при цьому складання окремих комп'ютерних програм, та може бути використаний при вирішенні оптимізаційних задач синтезу важільних механізмів.

References

1. Белоконев И. М. Теория механизмов и машин. Методы автоматизированного проектирования. Київ : Вища школа, 1990. 208 с.
2. Durango S. Analytical method for the kinetostatic analysis of the second-class RRRAssur group allowing for friction in the kinematic pairs / S. Durango, G. Calle, O. Ruiz // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. 32 no. 3, 2010. P. 200–207.
3. Kharzhevskiy V. Unified algorithms of kinetostatic analysis of second-class linkage mechanisms using Mathcad // Study of problems in

modern science: new technologies in engineering, advanced management, efficiency of social institutions [collective monograph], University of Technology and Life Sciences in Bydgoszcz, Poland. 2015. P. 368–379.

4. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. Київ : Наукова думка, 2002. 660 с.

5. Кіницький Я. Т., Харжевський В. О., Марченко М. В. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad. Хмельницький : ХНУ, 2014. 295 с.

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПРУЖНО-ІНЕРЦІЙНИХ І ДИСИПАТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛИВАЛЬНИХ ЧАСТИН РОТОРНИХ СИСТЕМ

Драч І. В.

Хмельницький національний університет, e-mail: cogitare410@gmail.com

Вихідними параметрами для розрахунку власних і вимушених коливань системи бак (платформа) – барабан дослідних установок, які моделюють роторні системи з вертикальною і горизонтальною віссю обертання є:

- маса системи бак (платформа) – барабан і розташування її центра інерції;
- величини головних центральних моментів інерції коливальної системи;
- розташування головних центральних осей інерції системи;
- жорсткості амортизаторів у напрямі головних осей пружності;
- значення коефіцієнтів в'язкого тертя демпферів у напрямку головних осей сталих в'язкого тертя;
- розташування опор підвіски (схема підвіски).

Важливим є знаходження найточніших значень пружно-інерційних характеристик зведених до математичних моделей, в яких описуються коливання розглянутих дослідних установок. Неточні значення цих характеристик (мас і їх розташування, жорсткостей, моментів інерції, коефіцієнтів демпфування) при підстановці в найточніші і розгалужені математичні моделі можуть спровокувати неточний результат і скомпрометувати ці розрахункові моделі, методи і програми. Тому до їх визначення треба підходити з особливою сумлінністю і за можливості визначати експериментально на натурних об'єктах в експлуатаційних або близьких до них умовах. У складних випадках доцільно застосовувати методи ідентифікації [1], коли за вихідними параметрами (власними частотами, амплітудами та ін.) відновлюються