

Алтухов В. М.

СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ – ПЕРЕГЛЯД НАУКОВИХ ОСНОВ

Розглянуті наукові основи силового аналізу важільних механізмів. Наукові основи кінестатики важільних механізмів є визначальні при проведенні силових, динамічних і енергетичних розрахунків. Від правильності закладених в розрахунки принципів залежать отримувані результати силових розрахунків, які визначатимуть надійність і довговічність роботи механізмів і машин, їх конструкцію, ресурс, слабкі місця, поломки. Теоретичні основи силового аналізу важільних механізмів в частині визначення реакцій в поступальних кінематичних парах базуються, по-перше, на тому, як правильно представити реакцію в поступальній кінематичній парі, тобто які параметри реакції закладати в розрахунок. У поступальній кінематичній парі одна ланка сприймає з боку іншої ланки силу і момент, тому буде неправильним вважати, що треба розраховувати тільки силу (реакцію), напрям якої відомий. Здійснювати згідно леми Пуансо приведення цієї реакції до сили, точка прикладення якої – центр кінематичної пари, а напрям – перпендикулярно осі поступальної пари, і реактивного моменту (чи так задавати початкові умови для силового розрахунку) – недоцільно, тому що вірніше було б розраховувати тиск на ланку безпосередньо в передбачуваних точках контакту двох ланок. Це підвищить ясність силового розрахунку, зменшить розтягнутість викладу, поліпшить окремі докази.

У поступальній кінематичній парі реакцію, що діє з боку однієї ланки на іншу, в загальному випадку, можна привести до сили і реактивного моменту, які взаємозв'язані між собою. Сила відома по напрямку (перпендикулярно осі поступальної пари), точка її прикладення і величина – невідомі. Величина реактивного моменту – невідома. Таким чином кількість невідомих параметрів (дві величини і точка прикладення) – три. Застосовуючи лему Пуансо про паралельне перенесення сили, можна привести реакцію в поступальній кінематичній парі до двох сил, напрям і точки прикладення яких – відомі, величини цих сил – невідомі. Оскільки кількість невідомих параметрів, при такому представленні реакції в поступальній кінематичній парі, рівна двом, то групи Ассура будуть статично визначними.

Ключові слова: кінестатика, точка, аналіз, ланка, кінематична пара, реакція.

Актуальність дослідження. В машинобудівельній, хімічній та інших галузях промисловості широко застосовуються важільні механізми. В складі більшості важільних механізмів II класу є обертальні і поступальні кінематичні пари V класу. Наукові основи кінестатики важільних механізмів є визначальними при проведенні силових, динамічних та енергетичних розрахунків. Від правильності закладених в розрахунки принципів залежать отримувані результати кінестатичних (силових) розрахунків, які надалі визначатимуть надійність і довговічність роботи механізмів і машин, їх конструкцію, ресурс, слабкі місця, поломки тощо. Помилковість принципів, що закладаються в розрахунки, призводить до неправильних результатів. Актуальною є проблема перегляду наукових основ кінестатики важільних механізмів, тому що широко застосовувані в сучасний час принципи силових розрахунків відносно визначення реакцій в поступальних кінематичних парах мають помилковий характер.

Постановка проблеми. Кінестатика важільних механізмів є об'єктом вивчення дослідників від часу появи перших важільних механізмів. Написані сотні монографій, підручників, методичних вказівок, навчальних посібників. Проведені розрахунки десятків тисяч механізмів в промисловості. Мільйони студентів проводили силові розрахунки механізмів у навчальному процесі.

Теоретичні основи силового аналізу важільних механізмів у частині визначення реакцій в поступальних кінематичних парах базуються, по-перше, на тому, як правильно представити реакцію у поступальній кінематичній парі, тобто які параметри реакції закладати у розрахунок. Коли її (реакцію) представити невірно, то подальший розрахунок не може дати правильних кінцевих результатів. А коли результати розрахунку реакцій в кінематичних парах невірні, то і спроектований механізм буде мати низьку якість (може бути поломка, підвищений знос, неоптимальність конструкції, зайва металоємність тощо).

В даний час назріла необхідність перегляду наукових основ кінестатики важільних механізмів з поступальними кінематичними парами, тому що розрахунки на тих принципах, які мають застосування, дають помилкові результати.

Теоретичний аналіз дослідження. Важільні механізми II класу складаються з механізму I класу і структурних груп Ассура [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8]. Група Ассура є статично визначеною системою.

Ведучі фахівці у галузі теорії механізмів та машин Ассур Л. В., Юдін В. А., Артоболевський І. І. [1, 2, 3] вважали, що реакція в поступальній кінематичній парі V класу, яка діє з боку однієї ланки на іншу, перпендикулярна до осі руху однієї ланки щодо іншої. Точка її прикладання і величина – невідомі.

Правильно буде вважати, що поступальній кінематичній парі діє не тільки реакція, а реакція і реактивний момент.

У роботі [9] запропоновано вважати, що в поступальній кінематичній парі з боку однієї ланки на другу діє реакція R і реактивний момент M . При цьому точка прикладання реакції R – геометричний центр поступальної кінематичної пари, а напрямок – нормаль до осі руху однієї ланки щодо іншої. Таке уявлення реакції в поступальній кінематичній парі є недоцільним, тому що вірніше було б розраховувати тиск на ланку безпосередньо в передбачуваних точках контакту двох ланок.

В роботі [10] вперше рекомендовано реакцію у поступальній кінематичній парі представити у вигляді двох сил, у яких відома точка прикладання (безпосередньо в передбачуваних точках контакту двох ланок) та напрям, але невідома – величина. Силкові розрахунки механізму по такому уявленню реакції у поступальній кінематичній парі будуть правильними.

Мета статті. Дати наукові основи кінетостатики важільних механізмів з поступальними кінематичними парами. Обґрунтувати правильне уявлення реакції в поступальній кінематичній парі.

Задачі дослідження. Розглянути варіанти, які запропоновані фахівцями для уявлення реакції в поступальній кінематичній парі, провести аналіз цих варіантів, в достатній мірі дати наукове обґрунтування сучасних основ силового аналізу.

Викладення основного матеріалу дослідження.

Механізми II класу складаються з механізму I класу і структурних груп Ассура.

Уперше це виклав Ассур Л. В. в дисертації на тему: Исследование плоских механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации, захищеною в Петроградському політехнічному інституті в 1916 році. Ця робота Ассура Л. В. повністю представлена в [1].

Сучасні методи силового аналізу засновані на тому, що група Ассура є статично визначеною системою. Для групи Ассура, при проведенні силового аналізу, кількість рівнянь рівноваги дорівнює кількості невідомих параметрів. Невідомими параметрами при силовому аналізі є: величина реакції, точка прикладання реакції, напрямок реакції в кінематичній парі.

Вважаємо зв'язки механізму ідеальними, тобто тертям в кінематичних парах при розрахунках реакцій в кінематичних парах нехтуємо. Слід зауважити [2, с. 60], що в більшості можливих випадків (в машинобудуванні) сили тертя хоча і не дорівнюють нулю, однак робота їх мала в порівнянні з роботою, виробленою іншими доданими до системи силами, внаслідок чого технічно вважається допустимим їх не враховувати.

Для циліндричного шарніра (кінематична пара V класу, обертальна) відома точка прикладання реакції (центр шарніра), невідомі – модуль (величина) і напрям реакції (сили, з якою одна ланка діє на іншу ланку) [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10]. Вони залежать від зовнішніх сил. Тут думка фахівців збігається.

Відносно того, як представити реакцію в поступальній кінематичній парі, думка фахівців розходиться.

В роботах [1, 2, 3] запропоновано вважати, що реакція в поступальній кінематичній парі V класу має напрямок – перпендикулярно до осі руху однієї ланки щодо іншої. Точка прикладання реакції і її модуль (величина) знаходяться в процесі проведення кінетостатичних розрахунків. На рис. 1 наведена схема зображення реакції в поступальній кінематичній парі у вигляді сили, у якої відомий напрямок, але невідомі точка прикладання і величина. Така точка зору отримала дуже широке поширення [4, 5, 6, 7, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21]. Проте таке уявлення реакції в поступальній кінематичній парі є неправильним.

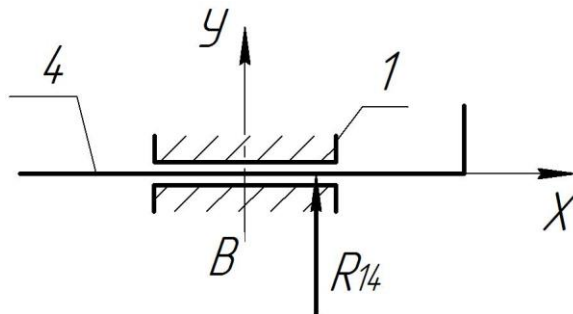


Рисунок 1 – Схема зображення реакції в поступальній кінематичній парі у вигляді сили, у якої відомий напрямок, але невідомі точка прикладання і величина

Дослідники, які багато разів проводили кінетостатичний розрахунок механізмів за методикою, рекомендованою [1, 2, 3], знають, що часто точка докладання реакції в поступальній кінематичній парі розташовувалася на значній відстані від центру цієї поступальної кінематичної пари (там, де згідно конструкції механізму поступальної кінематичної пари не було, як показано на рис 2).

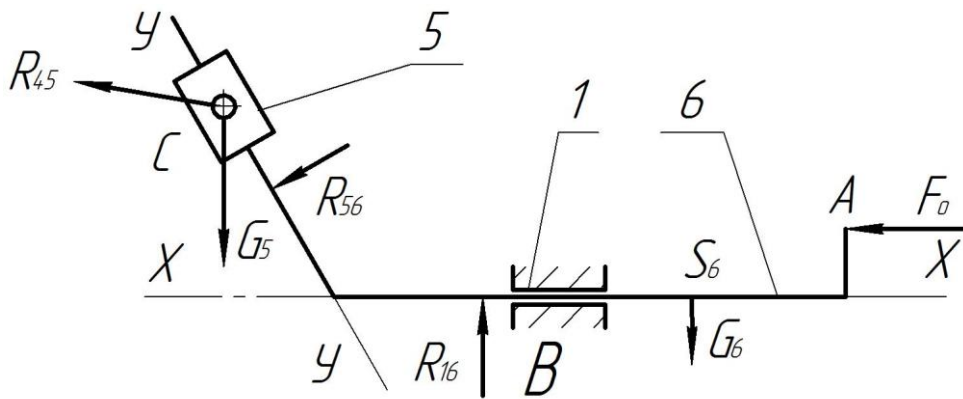


Рисунок 2 – Результати по визначенню точки прикладання реакції в поступальній кінематичній парі

Розглянемо, як пояснювали цей феномен дослідники.

Думка Ассура Л.В. Та обставина, що ця пряма (лінія дії реакції в поступальній кінематичній парі) лежить поза межами зіткнення напрямної з повзуном, показує, що повзун працює з перекосом, тобто тиск на нього напрямної в одній його частині спрямовано в один бік, в іншій - в протилежну. Цей дуже шкідливий з точки зору зношуваності механізму перекіс завжди прагнуть уникнути в машинобудуванні [1, с. 435].

Згідно третього закону Ньютона: дія сили завжди супроводжується рівною їй протидією [2, с. 59].

Артоболевський І. І. вважав, що реакція R_{61} знаходиться як би поза повзуна (рис. 3), то можна перенести реакцію R_{61} в центр повзуна. Тоді на повзун буде діяти сила R_{61} і пара сил з моментом M , що дорівнює:

$$M = R_{61} \cdot h,$$

де h – відстань від точки К до точки О [3, с. 253].

Пару сил з моментом M зручніше представити у вигляді двох сил (R'_{61} і $-R'_{61}$), прикладених в крайніх точках N і L повзуна.

Величина сили дорівнює:

$$R'_{61} = M / l = R_{61} \cdot h / l.$$

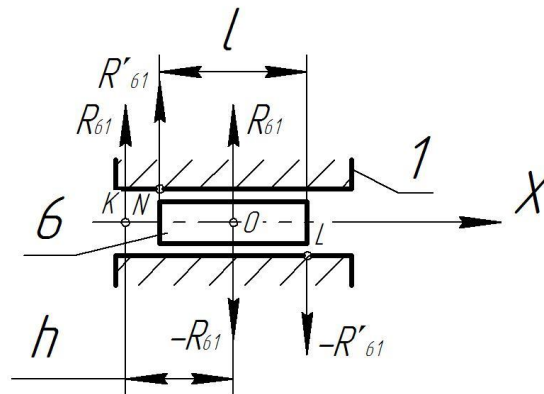


Рисунок 3 – Розподіл реакцій на направляючій поступальній парі

Ці технічні дії здійснювались згідно леми Пуансо [22, с. 38].

Проте здійснювати згідно леми Пуансо приведення реакції в поступальній кінематичній парі до сили, точка прикладання якої – геометричний центр кінематичної пари, а напрям – перпендикулярно осі поступальної пари, і реактивного моменту (або так задавати початкові умови для силового розрахунку) – недоцільно, тому що вірніше було б розраховувати тиск на ланку безпосередньо в передбачуваних точках контакту двох ланок. Це підвищить ясність силового розрахунку, зменшить розтягнутість викладу.

У роботі [9] показано, що в поступальній кінематичній парі з боку однієї ланки на другу діє реакція R і реактивний момент M . При цьому точка прикладання реакції R – геометричний центр поступальної кінематичної пари.

Проте, в загальному випадку, точка прикладання реакції R – невідома.

В роботі [10] дано обґрунтування того, що в поступальній кінематичній парі з боку однієї ланки на другу діє реакція R і реактивний момент M . При цьому точка прикладання реакції R – невідома. Використовуючи

лему Пуансо, було обґрунтовано, що реакцію у поступальній кінематичній парі можна представити у вигляді двох сил, у яких відома точка прикладання та напрям, але невідома – величина. Точки прикладання цих двох сил задаються, виходячи з конструкції механізму і поступальних кінематичних пар. Так уявляти реакцію у поступальній кінематичній парі буде правильним.

Покажемо послідовність приведення реакції в поступальній кінематичній парі до двох сил.

Спочатку треба провести конструктивне опрацювання важільного механізму з метою визначення розмірів поступальних кінематичних пар, діючих на ланки механізму внутрішніх і зовнішніх сил. Після конструктивного опрацювання на рівні ескізів можна буде визначити точки, в яких будуть прикладені реакції, які треба розрахувати в процесі силового аналізу.

На рис. 4 представлена схема до розрахунку реакції в поступальній кінематичній парі. В поступальній кінематичній парі 1-6 з боку ланки 6 на ланку 1 діє реакція R_{61} і реактивний момент M_{61} . При цьому величина і точка прикладання реакції R_{61} – невідома. Величина і напрям реактивного моменту M_{61} – невідомі.

На рис. 4, а напрямки моменту M_{61} і реакції R_{61} показано як можливий варіант (один з можливих варіантів).

Реактивний момент M_{61} розкладемо на пару сил F_{MN} і F_{MP} (рис. 4, б). Реакцію R_{61} можна представити у вигляді сил R_N (точка прикладання – N) і R_P (точка прикладання – P). Наприклад, $R_N < F_{MN}$. Підсумовуємо сили: F_{MN} і R_N ; F_{MP} і R_P . Таким чином реакція в поступальній кінематичній парі B буде виражена у вигляді двох сил (рис. 4, в) R_{61N} і R_{61P} . Точки прикладання цих сил: N і P . Їх напрям – відомий, перпендикулярно осі X . Їх величина – невідома. Її треба буде знаходити при проведенні силового аналізу важільного механізму.

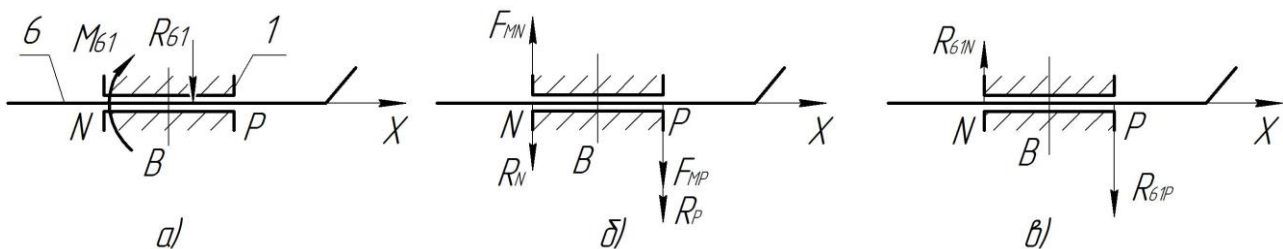


Рисунок 4 – Схема до розрахунку реакції в поступальній кінематичній парі

Мушу зауважити, що роботи [10, 23, 24], в яких представлені нові принципи силового (кінестатичного) розрахунку важільних (стрижневих) механізмів, поки не були помічені дослідниками, про що свідчить те, що тривають випуски книг (монографій, підручників), в яких викладені застарілі наукові основи силового аналізу.

Вірнішим було б проводити розрахунок тиску на ланку в поступальній кінематичній парі безпосередньо в передбачуваних точках контакту двох ланок. Це підвищить ясність силового розрахунку, особливо для студентів і молодих фахівців, зменшить розтягнутість викладу, поліпшить окремі докази.

Як відомо [14] усі групи Ассур є статично визначною системою. Проте не усі вони рівноправні: почати проведення силового аналізу можна тільки з останньою з них. Пояснюється це тим, що до числа невідомих величин не входять реакції в кінематичних парах, якими ця група Ассур пов'язана з подальшою (це показує формула будови механізму). З урахуванням невідомості цих реакцій число невідомих параметрів буде більше рівнянь рівноваги. Остання група має зв'язки тільки з попереднім механізмом, і тільки в ній число невідомих параметрів дорівнює числу рівнянь рівноваги. З цієї групи і починають силовий аналіз механізму.

Після закінчення розрахунку останньої групи Ассур зовнішні для неї реакції переходять із зворотним знаком на попередній механізм, тобто на передостанню групу [14]. Після цього передостання група стає вирішуваною і розрахунок триває. Останнім проводиться розрахунок провідної ланки механізму.

Висновки.

1. В поступальній кінематичній парі одна ланка сприймає з боку другої ланки силу і момент, тому буде неправильним вважати, що треба розраховувати тільки силу (реакцію), напрям якої відомий. Здійснювати згідно леми Пуансо приведення цієї реакції до сили, точка прикладання якої – геометричний центр кінематичної пари, а напрям – перпендикулярно осі поступальної пари, і реактивного моменту (або так задавати початкові умови для силового розрахунку) – недоцільно, тому що вірніше було б розраховувати тиск на ланку безпосередньо в передбачуваних точках контакту двох ланок. Це підвищить ясність силового розрахунку, особливо для студентів і молодих фахівців, зменшить розтягнутість викладу, поліпшить окремі докази.
2. В поступальній кінематичній парі реакцію, яка діє зі сторони однієї ланки на другу, в загальному випадку, можна привести до сили і реактивного моменту, які взаємозв'язані між собою. Сила відома за напрямом (перпендикулярно осі поступальної пари), точка її прикладання і величина – невідомі. Величина реактивного моменту – невідома. Таким чином кількість невідомих параметрів (дві величини і точка прикладання) – три.
3. Застосовуючи лему Пуансо про паралельне перенесення сили, можна, в загальному випадку, привести реакцію в поступальній кінематичній парі до двох сил, напрям яких відомий (перпендикулярно осі поступальної пари), точки їх прикладання – відомі (фахівець задає їх, керуючись конструкцією поступальної пари), величини цих сил – невідомі.

4. Так як кількість невідомих параметрів при такому представленні реакції в поступальній кінематичній парі рівно двом, то групи Ассура з поступальними кінематичними парами будуть статично визначними.
5. Перспективами подальших досліджень є використання вищевказаних розробок у кінестатичному (силовому) аналізі важільних механізмів, які включають у себе групи Ассура з поступальними кінематичними парами.

Література

1. Ассур Л. В. Исследование плоских стержневых механизмов с низшими парами с точки зрения их структуры и классификации. Москва: Издательство Академии наук СССР, 1952. 592 с.
2. Юдин В. А. Кинестатика плоских механизмов. Москва: Издание военно-инженерной академии РККА, 1939. 206 с.
3. Артоблевский И. И. Теория механизмов и машин: учеб. для втузов. Москва: Наука, 1988. 640 с.
4. Николайчук В. М., Стрелец В. М. Теорія механізмів і машин та деталі машин. Навч. посіб. Рівне: НУВГП, 2012. 277 с.
5. Ярошевич М. П. Теорія механізмів і машин. Навч. посіб. Луцьк: ЛНТУ, 2008. 216 с.
6. Попов С. В., Бучинський М. Я., Гнітько С. М., Чернявський А. М. Теорія механізмів технологічних машин: підручник для студентів механічних спеціальностей закладів вищої освіти. Харків: НТМТ, 2019. 268 с.
7. Муїземнек А. Ю., Шорин А. В. Теория механизмов и машин: учеб. пособ. Пенза: ПГУ, 2019. 160 с.
8. Дюндик О. С. Строение и кинематика механизмов: учеб. пособ. Омск: ОмГТУ, 2017. 144 с.
9. Теория механизмов и машин: курсовое проектирование / В. В. Кузенков и др. М: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012. 169 с.
10. Алтухов В. М. Нові принципи силового розрахунку механізмів з поступальними кінематичними парами. Збірник наукових праць Донбаського державного технічного університету. 2018. Вип. 1 (47). С. 14-19.
11. Песин Ю. В., Черненко А. Г., Покровский В. Б., Боклаг Н. Ю. Основы проектирования механизмов и машин: учеб. пособ. Екатеринбург: УФУ, 2018. 168 с.
12. Карелина М. Ю. Теория механизмов и машин: учеб. пособ. Москва: МАДИ, 2015. 80 с.
13. Горбенко В. Т., Горбенко М. В. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учеб. пособ. Томск: ТПУ, 2007. 144 с.
14. Ермак В. Н. Теория механизмов и машин (краткий курс): учеб. пособ. Кемерово: КузГТУ, 2011. 164 с.
15. Ефанов А. М., Ковалевский В. П. Теория механизмов и машин: учеб. пособ. Оренбург: ОГУ, 2004. 267 с.
16. Кинестатика: учеб. пособ. / В. Е. Головкин и др. Санкт-Петербург: ГОУВПО СПбГТУРП, 2009. 55 с.
17. Кінденко М. І. Теорія механізмів і машин: навч. посіб. Краматорськ: ДДМА, 2018. 82 с.
18. Кузнецов В. И., Киреева Т. А., Каржавин В. В. Кинематический и силовой расчет рычажных механизмов: учеб.-метод. пособ. Екатеринбург: УФУ, 2018. 104 с.
19. Петров С. Г., Ключкин И. В., Кауров П. В. Теория машин и механизмов: учеб. пособ. Санкт-Петербург: ВШТЭ СПбГУПТД, 2019. Ч. 4. 64 с.
20. Кинематический и динамический анализ плоских рычажных механизмов: учеб. пособ. / А. А. Тувин и др. Иваново: ИВГПУ, 2017. 112 с.
21. Снежко А. В. Теория механизмов и машин: курс лекций для бакалавров. Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2019. 161 с.
22. Шпачук В. П., Золотов М. С., Скляр М. О. Технічна механіка: навч. посіб. Харків: ХНУМГ, 2015. 277 с.
23. Алтухов В. Удосконалення силових розрахунків дробильно-подрібнювальних машин. Build-master-class-2018. Working program and proceeding of international scientific-practical conference of young scientists. Kyiv, 2018. С. 340-341.
24. Алтухов В. М., Руднев Є. С. Послідовність визначення реакцій для груп Ассура з поступальними кінематичними парами при силовому розрахунку. Наукові вісті Дніпровського університету. № 19, 2020.

References

1. Assur L. V. Issledovanie ploskikh sterzhnevyykh mekhanizmov s nizshimi parami s tochki zreniya ikh struktury i klassifikatsii. Moskva: Izdatelstvo Akademii nauk SSSR, 1952. 592 s.
2. Yudin V. A. Kinetostatika ploskikh mekhanizmov. Moskva: Izdanie voenno-inzhenernoii akademii RKKA, 1939. 206 s.
3. Artobolevskii I. I. Teoriya mekhanizmov i mashin: ucheb. dlya vtuzov. Moskva: Nauka, 1988. 640 s.
4. Nikolaichuk V. M., Strilets V. M. Teoriia mekhanizmiv i mashyn ta detali mashyn. Navch. posib. Rivne: NUVHP, 2012. 277 s.
5. Yaroshevych M. P. Teoriia mekhanizmiv i mashyn. Navch. posib. Lutsk: LNTU, 2008. 216 s.
6. Popov S. V., Buchynskiy M. Ya., Hnitko S. M., Cherniavskiy A. M. Teoriia mekhanizmiv tekhnolohichnykh mashyn: pidruchnyk dlia studentiv mekhanichnykh spetsialnostei zakladiv vyshchoi osvity. Kharkiv: NTMT, 2019. 268 s.
7. Muizemnek A. Yu., Shorin A. V. Teoriya mekhanizmov i mashin: ucheb. posob. Penza: PGU, 2019. 160 s.
8. Dyundik O. S. Stroenie i kinematika mekhanizmov: ucheb. posob. Omsk: OmGTU, 2017. 144 s.

9. Teoriya mekhanizmov i mashin: kursovoe proektirovanie / V. V. Kuzenkov i dr. M: MGTU im. N. E. Baumana, 2012. 169 s.
10. Altukhov V. M. Novi pryntsypy sylovoho rozrakhunku mekhanizmiv z postupalnymy kinematychnymy paramy. Zbirnyk naukovykh prats Donbaskoho derzhavnogo tekhnichnogo universytetu. 2018. Vyp. 1 (47). S. 14-19.
11. Pesin Yu. V., Chernenko A. G., Pokrovskii V. B., Boklag N. Yu. Osnovy proektirovaniya mekhanizmov i mashin: ucheb. posob. Ekaterinburg: UFU, 2018. 168 s.
12. Karelina M. Yu. Teoriya mekhanizmov i mashin: ucheb. posob. Moskva: MADI, 2015. 80 s.
13. Gorbenko V. T., Gorbenko M. V. Teoriya mekhanizmov i mashin. Kursovoe proektirovanie: ucheb. posob. Tomsk: TPU, 2007. 144 s.
14. Ermak V. N. Teoriya mekhanizmov i mashin (kratkii kurs): ucheb. posob. Kemerovo: KuzGTU, 2011. 164 s.
15. Efanov A. M., Kovalevskii V. P. Teoriya mekhanizmov i mashin: ucheb. posob. Orenburg: OGU, 2004. 267 s.
16. Kinetostatika: ucheb. posob. / V. E. Golovko i dr. Sankt-Peterburg: GOUVPO SPbGTURP, 2009. 55 s.
17. Kindenko M. I. Teoriya mekhanizmiv i mashyn: navch. posib. Kramatorsk: DDMA, 2018. 82 s.
18. Kuznetsov V. I., Kireeva T. A., Karzhavin V. V. Kinematicheskii i silovoi raschet rychazhnykh mekhanizmov: ucheb.-metod. posob. Ekaterinburg: UFU, 2018. 104 s.
19. Petrov S. G., Klyushkin I. V., Kaurov P. V. Teoriya mashin i mekhanizmov: ucheb. posob. Sankt-Peterburg: VShTE SPbGUPTD, 2019. Ch. 4. 64 s.
20. Kinematicheskii i dinamicheskii analiz ploskikh rychazhnykh mekhanizmov: ucheb. posob. / A. A. Tuvyn i dr. Ivanovo: IVGPU, 2017. 112 s.
21. Snezhko A. V. Teoriya mekhanizmov i mashin: kurs lektsii dlya bakalavrov. Zernograd: Azovo-Chernomorskii inzhenernyi institut FGBOU VO Donskoi GAU, 2019. 161 s.
22. Shpachuk V. P., Zolotov M. S., Skliarov M. O. Tekhnichna mekhanika: navch. posib. Kharkiv: KhNUMH, 2015. 277 s.
23. Altukhov V. Udoskonalennia sylovykh rozrakhunkiv drobylno-podribniuvalnykh mashyn. Build-master-class-2018. Working program and proceeding of international scientific-practical conference of young scientists. Kyiv, 2018. S. 340-341.
24. Altukhov V. M., Rudniev Ye. S. Poslidovnist vyznachennia reaktsii dlia hrup Assura z postupalnymy kinematychnymy paramy pry sylovomu rozrakhunku. Naukovi visti Dalivskoho universytetu. № 19, 2020.

Рассмотрены научные основы силового анализа рычажных механизмов. Научные основы кинестатики рычажных механизмов являются определяющими при проведении силовых, динамических и энергетических расчётов. От правильности заложенных в расчёты принципов зависят получаемые результаты силовых расчётов, которые будут определять надёжность и долговечность работы механизмов и машин, их конструкцию, ресурс, слабые места, поломки. Теоретические основы силового анализа рычажных механизмов в части определения реакции в поступательных кинематических парах базируются, во-первых, на том, как правильно представить реакцию в поступательной кинематической паре, то есть какие параметры реакции закладывать в расчёт. В поступательной кинематической паре одно звено воспринимает со стороны другого звена силу и момент, поэтому будет неправильным считать, что нужно рассчитывать только силу (реакцию), направление которой известно. Осуществлять согласно леммы Пуансо приведение этой реакции к силе, точка приложения которой – центр кинематической пары, а направление – перпендикулярно оси поступательной пары, и реактивного момента (или так задавать начальные условия для силового расчёта) – нецелесообразно, потому что вернее было бы рассчитывать давление на звено непосредственно в предполагаемых точках контакта двух звеньев. Это повысит ясность силового расчёта, уменьшит растянутость изложения, улучшит отдельные доказательства.

В поступательной кинематической паре реакцию, действующую со стороны одного звена на другое, в общем случае, можно привести к силе и реактивному моменту, которые взаимосвязаны между собой. Сила известна по направлению (перпендикулярно оси поступательной пары), точка её приложения и величина – неизвестны. Величина реактивного момента – неизвестна. Таким образом количество неизвестных параметров (две величины и точка приложения) – три. Применяя лемму Пуансо про параллельный перенос силы, можно привести реакцию в поступательной кинематической паре к двум силам, направление и точки приложения которых – известны, величины этих сил – неизвестны. Так как количество неизвестных параметров, при таком представлении реакции в поступательной кинематической паре, равно двум, то группы Ассура будут статически определяемыми.

Ключевые слова: кинестатика, точка, анализ, кинематическая пара, реакция.

Scientific bases of power analysis of lever mechanisms are considered. Scientific bases of kinestatics of lever mechanisms are qualificatory during realization of power, dynamic and power calculations. The got results of power calculations, that will determine reliability and longevity of work of mechanisms and machines, their construction, resource, weak points, breakages, depend on the rightness of the principles stopped up in calculations. Theoretical bases of power analysis of lever mechanisms in part of determination of reactions in forward kinematics pairs are based, firstly, on that, how it is correct to present a reaction in a forward kinematics pair, id est what parameters of reaction to mortgage in a calculation. In a forward kinematics pair one link perceives force and moment from the side of other link, therefore will be wrong to consider that it is needed to expect force (reaction) direction of that is known only. To carry

out in obedience to the lemma of Пуансо bringing this reaction over to force, a point of appendix of that is a center of kinematics pair, and direction - athwart axis of forward pair, and reactive moment (or so to set initial conditions for a power calculation) - beside the purpose, because more faithful it would be to count pressure on a link directly in the supposed points of contact of two links. It will promote the clarity of power calculation, will decrease the overextension of exposition, will improve separate proofs.

In a forward kinematics pair reaction operating from the side of one link on other, in general case, it is possible to result in force and reactive moment, that is associate inter se. Force is known to direction (athwart axes of forward pair), a point of her application and size are unknown. A size of reactive moment is unknown. Thus amount of unknown parameters (two sizes and point of appendix) - three. Applying the lemma of Пуансо about the parallel transfer of force, it is possible to drive a reaction to the forward kinematics pair to two forces, direction and points of appendix of that are known, sizes of these forces are unknown. Because the amount of unknown parameters, at such presentation of reaction in a forward kinematics pair, is equal two, then groups of Аккура will be statically definable.

Key words: kinetostatics, point, analysis, kinematic pair, reaction.

Алтухов В. М. – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри машинобудування та прикладна механіка Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля.