

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**

Зінченко Олена Іванівна

УДК 621.01

**КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ ШЕСТИЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЧЕТВЕРТОГО КЛАСУ З
ВИСТОЄМ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ**

Спеціальність 05.02.02 - машинознавство

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків - 2007

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки України, м. Харків.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Ткачук Микола Анатолійович,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”, м. Харків,
завідувач кафедри теорії і систем автоматизованого
проектування механізмів та машин.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Кіницький Ярослав Тимофійович,
Хмельницький національний університет,
м. Хмельницький,
завідувач кафедри машинознавства;

кандидат технічних наук, доцент
Пасіка В'ячеслав Романович,
Українська академія друкарства, м. Львів,
доцент кафедри інженерної механіки.

Захист відбудеться “24” жовтня 2007 р. о 14³⁰ год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 у Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”.

Автореферат розісланий “19” вересня 2007 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 64.050.10

В.Г. Сукіасов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. В теперішній час достатньо повно розроблені методи кінематичного синтезу механізмів другого і третього класів, призначених здійснювати рух з одним або декількома наближеними вистоями вихідної ланки. Проте висока якість і велика тривалість вистою забезпечується, наприклад, механізмами другого класу, за рахунок великої кількості ланок. Велика кількість ланок негативно позначається на динаміці механізму і його вартості. Прості шестиланкові механізми другого класу хоча і не мають цих недоліків, але мають обмежені функціональні можливості. В той же час, були доведені і підтверджені раніше багатьма відомими ученими переваги механізмів високих класів за функціональними можливостями (відтворенню заданих рухів робочих органів) порівняно з механізмами других і третіх класів (за класифікацією І.І.Артоболевського). На даний час розроблені методи кінематичного синтезу механізмів високих класів. В основному це графоаналітичні методи. Але ці методи вимагають значної кількості часу для розв'язання задачі, вони складні і не завжди дають потрібний результат. Крім того, графічна форма розв'язання задач синтезу не забезпечує потрібної точності при визначенні параметрів механізму і не дозволяє знайти всі розв'язки. Окрім графоаналітичних методів синтезу механізмів високих класів відомі також аналітичні методи, але на сьогоднішній день вони не є достатньо ефективними. Таким чином, розробка методу аналітичного синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу, призначених здійснювати рух вихідної ланки з наближеним вистоем, є актуальним науковим напрямком, пов'язаним з розв'язанням науково-практичної задачі забезпечення руху вихідної ланки з наближеним вистоем.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася згідно з планом науково-дослідницьких робіт Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” на кафедрі теорії і систем автоматизованого проектування механізмів та машин в рамках НДР МОН України “Індентор” (№ Д.Р. 0103U000017т), “Шторм” (№ Д.Р. 0105U000004т), а також господарського договору “Імпульс” (ДП “Завод ім. Малишева”) та договору про науково-технічну співпрацю між ВАТ “ВЕЛТ” (м. Харків) і НТУ “ХПІ”, де здобувач була виконавцем розрахунків, пов'язаних з кінематичним аналізом складних механічних систем та розробкою організаційно-технічних і конструкторсько-технологічних рекомендацій з підвищення якості операцій, що виконуються, міцності, надійності та довговитривалості деталей та вузлів технологічного устаткування.

Мета і завдання дослідження. *Метою роботи* є розробка методу кінематичного синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу (ШМЧК), які призначені забезпечувати заданий наближений вистій вихідної ланки.

Поставлена мета визначає низку основних *завдань*:

– провести аналіз стану синтезу важільних механізмів з вистоем вихідної ланки (в тому числі механізмів високих класів);

– з'ясувати можливість шестиланкових механізмів четвертого класу забезпечити рух вихідної ланки з наближеним вистоем на деякому інтервалі руху вхідної ланки і граничні можливості ШМЧК з вистоем вихідної ланки;

– розробити метод, комплексну математичну модель, алгоритми, числові моделі й програмне забезпечення параметричного кінематичного синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу, які забезпечують наближений заданий вистій вихідної ланки;

– розробити стратегію вибору раціональних параметрів шестиланкових механізмів четвертого класу з наближеним заданим вистоем вихідної ланки.

Об'єктом дослідження є процес руху шестиланкових механізмів четвертого класу, при якому забезпечується наближений вистій вихідної ланки.

Предметом дослідження є параметри шестиланкових механізмів четвертого класу з наближеним заданим вистоем.

Методи дослідження. Розв'язана задача синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу, в основу якої покладено відомий метод синтезу шарнірного чотириланковика за трьома положеннями веденої ланки і доведена в роботі кінематична еквівалентність важільних механізмів другого порядку кулісним механізмам з криволінійним пазом. Використаний кінетостатичний метод у задачі наближеного силового розрахунку шестиланкових механізмів четвертого класу для визначення відносних реакцій в кінематичних парах при заданих одиничних значеннях сили або моменту корисного опору, які діють на вихідну ланку. Вибір раціональних параметрів проводиться методом безумовної оптимізації, у якому при пошуці цих параметрів використовуються метод випадкового пошуку і спрямованого пошуку (координатного спуску).

Наукова новизна одержаних результатів. Вперше розроблено комплексну математичну модель кінематичного синтезу ШМЧК, які забезпечують наближений вистій вихідної ланки, що поєднує різні етапи синтезу і кінематичного аналізу механізмів з вистоем у єдиному процесі проектування. При цьому розв'язуються усі проблемні питання відносно поставлених задач дослідження.

Уперше доведено кінематичну еквівалентність усіх важільних механізмів з групами другого порядку, у тому числі ШМЧК, кулісним механізмам із криволінійною кулісою, що дозволило, зокрема, визначити гранично можливу відносну тривалість вистою вихідної ланки й обґрунтувати алгоритм кінематичного синтезу ШМЧК із вистоем вихідної ланки в одному з крайніх положень.

Подальший розвиток одержав метод кінематичного синтезу ШМЧК з вистоем вихідної ланки, що відрізняється тим, що в ньому використана строга математична постановка, алгоритмічна й програмна реалізація, на відміну від графоаналітичних методів синтезу й аналізу, які використовувалися раніше, а на відміну від відомих аналітичних методів тим, що одержаний розв'язок є однозначним, одночасно задовольняючим кінематичним та динамічним вимогам.

Розроблена стратегія вибору раціональних параметрів ШМЧК з наближеним вистоем вихідної ланки, яка базується на оптимізації параметрів.

Практичне значення одержаних результатів. Результати роботи використано в НТУ “ХПІ” при виконанні держбюджетних науково-дослідних тем, координованих Міністерством освіти і науки України при проведенні кінематичних досліджень складних механічних систем. Результати досліджень у вигляді методик, моделей і програмного забезпечення використані та впроваджені у практику проектування у ВАТ “ВЕЛТ” (м. Харків), на ДП “Завод імені Малишева” (м. Харків), та в навчальний процес у підручнику “Теорія механізмів і машин” (автори: О.А. Грунауер, І.Д. Долгіх, В.П. Ізюмський, В.О. Новгородцев, М.Е. Тернюк, М.А. Ткачук), де розділ “Синтез механізмів” викладено за участю здобувача. Завдяки впровадженню рекомендацій по удосконаленню кінематичних схем верстатів для виготовлення та укладки пазових коробів в пази сердечників статорів електродвигунів для верстата ІВ23А, розробленого ВАТ “ВЕЛТ”, запропоновано перспективну кінематичну схему механізму досилання з заданим вистоем, причому попутно хід вихідного повзуна зменшений на 50%, середня швидкість повзуна у момент контакту із заготовкою зменшена на 58%, габарити верстату у напрямку досилання зменшені на 22%, маса верстата зменшена на 12%.

Особистий внесок здобувача. Усі принципи теоретичні результати, що отримані в дисертації, базуються на розробках і дослідженнях, проведених здобувачем особисто. При проведенні досліджень, результати яких опубліковані у співавторстві, здобувачу належать розробка методу кінематичного синтезу, комплексної математичної моделі, алгоритмізація та програмування кінематичного синтезу, наближеного силового розрахунку, вибору раціональних параметрів механізму, аналіз і узагальнення результатів теоретичних досліджень, розробка практичних рекомендацій і участь у їх промисловому впровадженні.

Апробація результатів дисертації. Матеріали роботи доповідалися та були обговорені на міжнародних науково-технічних конференціях “Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье” (м. Харків, 1995–2006 рр.), на міжнародній конференції MicroCAD–2001 р. (м. Мішкольц, Угорщина, 2001 р.), на науково-технічних семінарах “Семковські молодіжні наукові читання” (м. Харків, 2001–2002 рр.), на конференції у Технологічному університеті Поділля (м. Хмельницький, 2002 р.), на 6-му та 7-му міжнародних симпозіумах українських інженерів-механіків (м. Львів, 2003–2005 рр.), на 2-му Міжнародному з’їзді з теорії механізмів та машин (м. Харків, 2005 р.).

У повному обсязі дисертація доповідалася та схвалена на кафедрі машинознавства Східноукраїнського Національного університету ім. В. Даля МОН України та на розширеному науковому семінарі кафедри деталей машин та прикладної механіки і кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів та машин НТУ “ХПІ”.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 15 наукових робіт, з них 11 у

фахових наукових виданнях ВАК України.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 4-х розділів, висновків, додатків. Загальний обсяг дисертації складає 176 сторінок, 63 ілюстрації за текстом, з них 6 ілюстрацій на 2 окремих сторінках; 20 таблиць за текстом, з них 2 таблиці на 2 окремих сторінках, 128 найменувань використаних літературних джерел на 13 сторінках, 5 додатків на 21 сторінці.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** наведена загальна характеристика роботи, обґрунтована актуальність її теми, визначені мета та завдання дослідження, представлені наукова новизна та практичне значення отриманих результатів, особистий внесок здобувача та апробація результатів дисертації.

Розділ 1 присвячений аналізу сучасних тенденцій розвитку синтезу механізмів із вистоями вихідної ланки та обґрунтуванню завдань дослідження. Показані переваги використання для руху із зупинками шарнірно-важільних механізмів перед кулачковими. На сьогоднішній день відомі теорії синтезу механізмів другого та третього класів, а також відомі графоаналітичні та аналітичні методи синтезу механізмів високих класів. Відомі аналітичні методи синтезу механізмів високих класів не дають однозначного розв'язку задачі і тому є не достатньо ефективними. Оскільки не було розроблено чіткої і ефективної теорії синтезу механізмів високих класів (конкретно, четвертого класу), призначених забезпечувати наблизений вистій вихідної ланки, тому постала задача розробки нового методу кінематичного синтезу. Аналіз стану синтезу важільних механізмів із зупинками показав, що практично розглядаються дві задачі: або забезпечується вистій вихідної ланки із заданою точністю, обумовлений технологічним процесом, або забезпечується циклограма роботи машини. Наводяться різні методи розв'язання цих задач і обґрунтовується вибір методу, який базується на властивостях шатунних кривих шарнірного чотириланковика (ШЧ), де частина кривої шатунної точки апроксимується дугою кола. Формулюється постановка завдань дослідження.

Розділ 2 присвячений доказу кінематичної еквівалентності механізмів з групами другого порядку і кулісних механізмів з криволінійним пазом, дослідженню кінематики кулісних механізмів з криволінійним пазом, порівнянню кінематичних параметрів цих механізмів з кінематичними параметрами кулісних механізмів з прямолінійним пазом (базовими механізмами), а також питанням використання кулісних механізмів з криволінійним пазом для руху куліси із зупинками.

Доказ кінематичної еквівалентності ШМЧК і кулісних механізмів з криволінійним пазом дозволив оцінити граничні кінематичні можливості складних важільних механізмів, зокрема, значення мінімальних піків швидкостей і прискорень, досліджуючи можливості кулісних механізмів, та запропонувати алгоритми кінематичного дослідження ШМЧК.

Якщо вихідна ланка ШМЧК, наприклад, повзун 5, є нерухомою (рис. 1), і відсутній кривошип OA , то маємо механізм другого класу $BCDE$, шатунна точка A якого буде описувати траєкторію $\alpha - \alpha$. Якщо повзун буде мати паз $\alpha - \alpha$, і в цьому пази рухатиметься ролик кривошипа OA , то одержимо кулісний механізм (рис.2), у якого куліса рухатиметься поступально (точно так, як і повзун 5 ШМЧК, зображений на рис. 1). Іншими словами, якщо вісь криволінійного пази куліси еквівалентна частині шатунної кривої $\alpha - \alpha$ відповідного важільного механізму, то при однакових законах руху вхідних ланок вихідні ланки цих механізмів також будуть мати однакові закони руху. Це буде справедливо для будь-яких механізмів, які мають одну групу другого порядку, оскільки точка приєднання групи до вхідної ланки завжди буде мати сталу траєкторію відносно вихідної ланки. Вищевказане твердження ілюструється на найпростіших чотириланкових кривошипно-повзунних та кривошипно-коромислових механізмах.

Рис. 1. ШМЧК з вихідною ланкою повзуном, відносна траєкторія $\alpha - \alpha$ точки A ланки 2 ШЧ $BCDE$

Рис. 2. Еквівалентний кулісний механізм з поступально рухомою кулісою

Розрахункова схема кулісного механізму з кулісою, яка здійснює поступальний рух, представлена на рис. 3. Формули для визначення координат, аналогів швидкості та аналогів прискорення такої куліси для двох характерних інтервалів руху вхідної ланки зведені у табл. 1, де $x_k(\varphi)$, $x'_k(\varphi)$, $x''_k(\varphi)$ – координати, аналоги швидкості та аналоги прискорення куліси базового механізму (механізму з прямолінійним пазом, перпендикулярним осі x , у якого радіус кривошипа дорівнює радіусу кривошипа кулісного механізму з криволінійним пазом). Розрахункова схема кулісного механізму з кулісою, яка здійснює коливальний рух, зображена на рис. 4. Формули для визначення кутів повороту, аналогів кутової швидкості та аналогів кутового прискорення такої куліси зведені у табл. 2, де $\psi_k(\varphi)$, $\psi'_k(\varphi)$, $\psi''_k(\varphi)$ – кути повороту, аналоги кутової швидкості та аналоги кутового прискорення куліси базового механізму (механізму з прямолінійним пазом, вісь якого проходить через вісь обертання куліси, і радіус кривошипа якого дорівнює радіусу кривошипа кулісного механізму з криволінійним пазом). Суть величин α і β зрозуміла з рис. 3 і рис. 4.

Дослідження результатів кінематичного аналізу механізмів з групами другого порядку і базових механізмів; кулісних механізмів з криволінійним і прямолінійним

пазами (базових) привело до наступних висновків:

1. Базовий кулісний механізм має симетричну тахограму руху. Кулісний механізм з криволінійним пазом має несиметричну тахограму руху.

2. Якщо аналог швидкості (див. табл. 1) або аналог кутової швидкості (див. табл. 2) вихідної ланки механізму з криволінійним пазом на одному інтервалі $\varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]$ зменшується в порівнянні з аналогом швидкості вихідної ланки базового кулісного механізму, то на другому інтервалі $\varphi \in [\varphi_1^*, \varphi_2^*]$ (де $\varphi^* = \pi - \varphi$ для куліси, що рухається поступально, і $\varphi^* = 2\pi - \varphi$ для куліси, що здійснює коливальний рух) він на таку ж величину збільшується. Такий же висновок стосується і модуля аналога прискорення.

Рис. 3. Кулісний механізм з кулісою, яка здійснює поступальний рух

Рис. 4. Кулісний механізм з кулісою, яка здійснює коливальний рух

Таблиця 1

Координати, аналоги швидкості та аналоги прискорення куліси, яка здійснює поступальний рух

$\varphi \in [-\pi/2; \pi/2]$	$\varphi^* = \pi - \varphi$
$x_C(\varphi) = x_K(\varphi) - x_a$	$x_C(\varphi^*) = -[x_K(\varphi) + x_a]$
$x'_C(\varphi) = x'_K(\varphi) - dx_a/d\varphi$	$x'_C(\varphi^*) = x'_K(\varphi) + dx_a/d\varphi$
$x''_C(\varphi) = x''_K(\varphi) - d^2x_a/d\varphi^2$	$x''_C(\varphi^*) = -[x''_K(\varphi) + d^2x_a/d\varphi^2]$

3. При будь-якій формі паза криволінійної куліси аналоги її швидкості при $\varphi = \pi/2$ і $\varphi = -\pi/2$ для куліси, яка рухається поступально, або при $\varphi = 0$ і $\varphi = \pi$ для куліси, що коливається, дорівнюють аналогам швидкості базового кулісного механізму. Інакше в цих положеннях куліса мала б стрибок швидкості.

4. Висновки 2 і 3 справедливі і для механізмів з групами другого порядку. Для ілюстрації цих висновків на рис. 5 і рис. 6 наведені кінематичні схеми механізму з групою другого порядку та

базового механізму, для яких одержані аналоги кутової швидкості і аналоги кутового прискорення вихідної ланки шарнірного чотириланковика (ШЧ) та вихідної ланки базового кулісного механізму (рис.7, рис. 8).

Таблиця 2

Кути повороту, аналоги кутової швидкості та кутового прискорення куліси, яка здійснює коливальний рух

$\varphi \in [0, \pi]$	$\varphi^* = 2\pi - \varphi$
$\psi(\varphi) = \psi_K(\varphi) - \beta$	$\psi(\varphi^*) = -[\psi_K(\varphi) + \beta]$
$\psi'(\varphi) = \psi'_K(\varphi) - d\beta/d\varphi$	$\psi'(\varphi^*) = \psi'_K(\varphi) + d\beta/d\varphi$
$\psi''(\varphi) = \psi''_K(\varphi) - d^2\beta/d\varphi^2$	$\psi''(\varphi^*) = -[\psi''_K(\varphi) + d^2\beta/d\varphi^2]$

Рис. 5. ШЧ з відносними розмірами ланок:
 $l_{OA}=0,3; l_{AB}=0,8; l_{BE}=1; l_{OE}=1$

Рис. 6. Базовий механізм з відносними розмірами ланок: : $l_{OA}=0,3; l_{OE}=1$

Рис. 7. Аналоги кутової швидкості вихідного коромисла ШЧ і базового кулісного механізму

Рис. 8. Аналоги кутового прискорення вихідного коромисла ШЧ і базового кулісного механізму

Розділ 3 присвячений розробці методу, математичної моделі, алгоритмів, числових методів та програмного забезпечення кінематичного синтезу ШМЧК з вистоем вихідної ланки. Для синтезу ШМЧК з вистоем вихідної ланки вперше пропонується використовувати властивість еквівалентності цих механізмів і кулісних механізмів з криволінійним пазом. Суть алгоритму синтезу полягає в наступному.

Нехай маємо ШЧ $BCDE$, шатунна крива точки A якого відносно повзуна 5 в трьох точках A_1, A_2, A_3 (див. рис. 1) збігається з дугою кола радіуса R . Якщо основу BE ШЧ $BCDE$ зробити рухомою і додати до нього кривошип радіуса R , то одержимо ШМЧК, який буде кінематично еквівалентний кулісному механізму з поступально рухомою кулісою, і матиме наближений вистій в крайньому положенні. Кінематичне дослідження кулісного механізму достатньо просте, і воно описане в розділі 2. Таким чином, задача синтезу ШМЧК з вистоем на першому етапі зводиться до синтезу ШЧ $BCDE$, шатунна точка якого при русі механізму потрапляє в положення A_1, A_2, A_3 .

Пропонується наступний алгоритм синтезу ШМЧК:

1) спроектувати ШЧ $OACB$ за трьома положеннями кривошипа 1 , які відповідатимуть куту вистою шестиланкового механізму, і трьома положеннями коромисла BC . Алгоритм синтезу ШЧ за трьома положеннями відомий із літератури. При синтезі за трьома положеннями задаємося наступними величинами: $\varphi_{12}, \varphi_{13}$ – кутами повороту кривошипу OA ; ψ_{12}, ψ_{13} – кутами повороту коромисла CB ; ψ_0 – початковим кутом повороту коромисла CB ; l_{OB} – довжиною стояка; l_{CB} – довжиною коромисла CB (рис. 9). Знаходимо відносні розміри механізму l_{OA}, l_{AC} і кут, який відповідає початковому положенню кривошипа. Складання ШЧ $OACB$ приймається однаковим для всіх положень;

2) задавшись положенням точки D на шатуні AC ШЧ $OACB$ (l_{CD}, α), отримаємо три положення цієї точки D_1, D_2, D_3 . Ці положення відповідають трьом характерним положенням кривошипа OA , які задані кутами $\varphi_0, \varphi_0 + \varphi_{12}, \varphi_0 + \varphi_{13}$, де $\varphi_{13} = \varphi_B$ (φ_B – заданий кут вистою, в процесі проектування не змінюється). Складання ШЧ $BCDE$ задається і є однаковим для всіх положень;

3) три точки D_i завжди лежать на одному колі. Знаходимо центр цього кола E і приймаємо його за положення осі шарніра, а радіус кола приймаємо за довжину коромисла DE (див. рис. 1);

4) шарніри B і E слід помістити на повзун і вибрати напрям його руху. В результаті одержимо необхідний шестиланковий механізм (див. рис. 1), і синтез механізму на цьому закінчуємо. Кут, який відповідає вибору напрямку руху повзуна, обчислюється за формулою: $\theta = \varphi_0 + n\varphi_B + k\pi$, де n – варійований параметр, якщо розв'язуємо задачу забезпечення точності вистою, задаємо у межах $[0, 2 \div 0, 8]$, фактично визначає напрямок руху повзуна; $k = \pm 1$ – характеризує рух повзуна після вистою в один або в інший бік. Якщо розв'язуємо задачу забезпечення циклограми роботи машини, то крім кута вистою є відомими кути робочого та холостого ходів. Із формул: $\varphi_{p.x.} = 180^\circ - n\varphi_B$ (якщо кривошип обертається проти годинникової стрілки), $\varphi_{p.x.} = 180^\circ - (1 - n)\varphi_B$ (якщо кривошип обертається за годинниковою стрілкою) знаходимо значення параметра n , який не змінюватиметься у процесі проектування механізму. Після того, як

вибрано напрямок руху повзуна, необхідно перерахувати координати усіх шарнірних точок у новій системі координат $x'Oy'$.

Після знаходження всіх параметрів ШМЧК проводиться кінематичне дослідження механізму. Розглянуто два види ШМЧК: механізм з вихідною ланкою коромислом (рис. 10) і механізм з вихідною ланкою повзуном (рис. 11), які можуть найчастіше зустрічатися в техніці. При нерухомій ланці 5 координати, аналоги швидкості та аналоги прискорення шатунної точки A ШЧ $BCDE$ знаходяться за відомими з курсу теорії механізмів та машин формулам. Будується відносна траєкторія Γ точки A_2 ШЧ $BCDE$

Рис. 9. ШЧ у задачі синтезу за трьома положеннями

(див. рис. 10 і рис. 11). Цю траєкторію можна розглядати як криволінійний паз кулісного механізму і проводити кінематичний аналіз, як показано у розділі 2.

Кінематичний аналіз ШМЧК з вихідною ланкою коромислом проводиться наступним чином.

1. Нехай складання механізму таке, що траєкторією точки A_2 (індекс 2 відповідає належності точки до ланки 2) ШЧ $BCDE$ є крива $\alpha_1 - \alpha_1$ (див. рис. 10). Криві $\alpha_1 - \alpha_1$ і $\alpha_2 - \alpha_2$ відповідають різним складанням механізму. Уточнюються межі кривої $\alpha_1 - \alpha_1$ і знаходяться значення кута $\varphi_3 \in (\varphi_{3\min}, \varphi_{3\max})$. Граничні точки робочої ділянки кривої $\alpha_1 - \alpha_1$ знаходяться від шарніра F на відстані $(L+R)$ і $(L-R)$, де L - міжцентрова відстань, R - радіус кривошипа OA .

2. Для кожного значення кута φ_{3i} обчислюються координати точки $A_{2i}(x_{2i}, y_{2i})$ і кут φ_i , який відповідає положенню кривошипа 1, точка A_{1i} якого знаходиться на відстані l_i від точки F :

$$\varphi_i = \arccos((R^2 + L^2 - l_i^2)/2RL), \quad \varphi_i \in [0, \pi] \quad (i = \overline{0, n}), \quad \text{де} \quad l_i = \sqrt{(x_{A_{2i}} - x_F)^2 + (y_{A_{2i}} - y_F)^2},$$

$x_F = l_{OF}, y_F = 0, l_{OF} = R/\sin(\psi^\Sigma/2), L = R$, де ψ^Σ - заданий розмах коромисла.

3. Для того, щоб точки A_{2i} і A_{1i} збіглися, крива $\alpha_1 - \alpha_1$ повинна обернутися навколо точки F на кут $\Delta\psi_i$, якому відповідає дуга $A_{2i}A_{1i}$ (див. рис. 10):

$$\Delta\psi_i = \arcsin(|y_{1i}(x_{2i} - x_F) - y_{2i}(x_{1i} - x_F)|/l_i^2), \quad \text{де} \quad x_{1i}, y_{1i} - \text{координати точки } A_{1i}:$$

$x_{1i} = R \cos \varphi_i$, $y_{1i} = R \sin \varphi_i$. Кут $\psi_i = \psi_0 + \Delta\psi_i$ ($i = \overline{0, n}$), де $\psi_0 = \arctg[(y_B - y_F)/(x_B - x_F)]$, визначає i - те положення коромисла.

4. Обчислюються кути, відповідні кутам φ_j : $\Delta\psi_j = \Delta\psi_i + 2 \arcsin(R \sin \varphi_i / l_i)$, де $\varphi_j = 2\pi - \varphi_i$ ($i = \overline{1, n-1}$, $j = 2n - i$). Кут $\psi_j = \psi_i + 2 \arcsin(R \sin \varphi_i / l_i)$ визначає j - те положення коромисла.

Розглянемо кінематичний аналіз ШМЧК з вихідною ланкою повзуном.

1. Граничні точки кривої $\alpha - \alpha$ (рис. 11) знаходяться на відстані R від осі x' , тому знаходяться в результаті розв'язання рівнянь $y(\varphi_3) = R$ і $y(\varphi_3) = -R$ методом ітерацій.

2. Кут φ_i , який відповідає положенню кривошипа 1, точка A_{1i} якого знаходиться на відстані Δx_{5i} від точки A_{2i} , обчислюється за формулою: $\varphi_i = \arcsin(y_{A_{2i}} / R)$, $\varphi_i \in [-\pi/2; \pi/2]$.

3. Для того, щоб точки A_{2i} і A_{1i} збіглися, крива $\alpha - \alpha$ повинна зміститися на величину Δx_{5i} : $\Delta x_{5i} = x_{A_{2i}} - \sqrt{l_{OA}^2 - y_{A_{2i}}^2}$ ($i = \overline{0, n}$), де координати точки $A(x_{A_{2i}}, y_{A_{2i}})$ ШЧ $BCDE$ обчислюються для кожного значення кута φ_{3i} при нерухомому повзуні.

Рис. 10. ШМЧК з вихідною ланкою коромислом

Рис. 11. ШМЧК з вихідною ланкою повзуном

4. Обчислюються переміщення повзуна Δx_{5j} на інтервалі $\varphi \in [\pi/2; 3\pi/2]$ і відповідні їм значення φ_j : $\Delta x_{5j} = x_{2i} - 2l_{OA} \cos \varphi_i$ ($i = \overline{1, n-1}$), де $\varphi_j = \pi - \varphi_i$.

Результатом виконання пунктів 1 - 4 для n точок відносної траєкторії точки A_2 є таблиця, що містить $2n$ значень переміщень повзуна Δx_{5k} ($k = \overline{1, 2n}$) (для механізму з вихідною ланкою повзуном) або кутів повороту коромисла ψ_k ($k = \overline{1, 2n}$) (для механізму з вихідною ланкою коромислом) і, відповідні цим значенням, кути повороту коромисла BC φ_{3k} , і кути повороту кривошипа φ_k .

Для аналітичного визначення закону руху повзуна або коромисла задані таблицею значення апроксимуються періодичними кубічними сплайнами. В результаті одержимо аналітичні залежності $\Delta x_5 = \Delta x_5(\varphi)$ або $\psi = \psi(\varphi)$. Потім визначаються $\Delta\psi_{\max}$ – максимальний кут повороту

коромисла на вистой або $\Delta x_{5\max}$ – максимальне переміщення повзуна на вистой. Аналоги швидкостей та прискорень коромисла або повзуна визначаються аналітично як похідні від сплайн-функцій. Запропонований метод кінематичного аналізу з мінімальним використанням ітерацій є коректним і, наприклад, при числі точок апроксимації $n=12$ дає похибку за переміщеннями вихідної ланки по зрівнянню з методом скорочення нев'язок не більш ніж на 0,1%.

При синтезі механізмів після проведення кінематичного дослідження пропонується проводити наближений силовий розрахунок. В першому наближенні припускається, що на ланки 1, 2, 3, 4, 5 механізму не діють сили ваги, сили інерції і моменти інерції. На ланку 5 у випадку вихідної ланки коромисла діє одиничний момент корисного опору M_C (рис. 12). У цьому випадку реакції в шарнірах B і C будуть направлені по ланці BC , а реакції в шарнірах D і E - по ланці DE . Оскільки ланка 2 знаходиться під дією трьох сил ($\vec{R}_{21}, \vec{R}_{23}, \vec{R}_{24}$), то всі вони перетинаються в точці, положення якої визначається перетином прямих BC і DE . Отже, лінія дії реакції \vec{R}_{21} відома.

Рис. 12. Моменти і реакції в задачі наближеного силового розрахунку ШМЧК з вихідною ланкою коромислом

Рис. 13. Сили і реакції в задачі наближеного силового розрахунку ШМЧК з вихідною ланкою повзуном

Тоді відносні реакції в кінематичних парах із умов рівноваги статички мають вигляд:

$$\vec{R}_F = -\vec{R}_{21}, R_{21} = |M_C / (l_{AF} \cos \delta)|,$$

$$R_{35} = (R_{21} \cos \gamma - R_{45} \cos \varphi_{45}) / \cos \varphi_{35} = M_C \cos \gamma / (l_{AF} \cos \delta \cos \varphi_{35}) - R_{45} \cos \varphi_{45} / \cos \varphi_{35},$$

$$R_{45} = R_{21} (\sin \gamma - \cos \gamma \operatorname{tg} \varphi_{35}) / (\sin \varphi_{45} - \operatorname{tg} \varphi_{35} \cos \varphi_{45}) = \\ = M_C / (l_{AF} \cos \delta) [(\sin \gamma - \cos \gamma \operatorname{tg} \varphi_{35}) / (\sin \varphi_{45} - \operatorname{tg} \varphi_{35} \cos \varphi_{45})],$$

де $\cos \delta = (\cos \gamma y_A + \sin \gamma (x_F - x_A)) / l_{AF}$, $\gamma = \operatorname{arctg}((y_P - y_A) / (x_P - x_A))$,

$x_P = (y_E - x_E \operatorname{tg} \varphi_{45} - y_B + x_B \operatorname{tg} \varphi_{35}) / (\operatorname{tg} \varphi_{35} - \operatorname{tg} \varphi_{45})$, $y_P = y_B + (x_P - x_B) \operatorname{tg} \varphi_{35}$, φ_{35} і φ_{45} – кути між прямою OF і ланками 3 і 4 відповідно.

Якщо вихідною ланкою є повзун (рис. 13), то на ланку 5 діятиме одинична сила корисного опору F_C , і відносні реакції в кінематичних парах матимуть вигляд:

$$R_{21} = |F_C / \cos \delta|, \quad R_{45} = F_C \sin(\varphi_{45} - \delta) / (\cos \delta \sin(\varphi_{35} - \varphi_{45})), \quad R_{35} = F_C \sin(\delta - \varphi_{35}) / (\cos \delta \sin(\varphi_{35} - \varphi_{45})),$$

де $\delta = \arctg((y_P - y_A) / (x_P - x_A))$.

Реакція з боку напрямної на повзун: $N_{56} = -F_C \operatorname{tg} \delta$. Точка прикладання реакції N_{56} визначається величиною: $h = -(x_E - x_B)R_{45} \sin \varphi_{45} + (y_E - y_B)R_{45} \cos \varphi_{45} / N_{56}$.

Розділ 4 присвячений вибору раціональних параметрів ШМЧК з вистоем вихідної ланки. Оскільки при синтезі ШМЧК 8 параметрів ($\varphi_{12}, \psi_{12}, \psi_{13}, \psi_0, l_{BC}, \alpha, l_{CD}$, а також напрямок руху повзуна в ШМЧК з вихідною ланкою повзуном або координати точки F в ШМЧК з вихідною ланкою коромислом) задаються довільно, то за рахунок раціонального вибору цих параметрів можна поліпшити деякі характеристики механізму. Тому задачу кінематичного синтезу ШМЧК ставимо наступним чином: спроектувати ШМЧК таким чином, щоб отримати необхідну якість вистою і задовольнити низку вимог, що пред'являються до механізму. В роботі розглядаються наступні критерії якості ШМЧК: якість вистою вихідного повзуна $f_1 = \max(\Delta x_5(\varphi) / h), \varphi \in [\varphi_0, \varphi_0 + \varphi_{13}]$ або вихідного коромисла $f_1 = \max(\psi(\varphi) / \psi^\Sigma), \varphi \in [\varphi_0, \varphi_0 + \varphi_{13}]$, де h - хід повзуна, ψ^Σ - заданий розмах коромисла. Цей критерій є вагомим, якщо при зупинці вихідної ланки здійснюється технологічна операція. Габаритний критерій: $f_2 = 1/l_{OA}$ - для ШМЧК з вихідною ланкою повзуном. В цьому критерії довжина вхідної ланки залежить від параметрів синтезу ШЧ $OACB$. Максимальне значення приведенного кута тиску (див. δ на рис. 13) для ШМЧК з вихідною ланкою повзуном визначається критерієм: $f_3 = \max \operatorname{tg} |\delta(\varphi)|, \varphi \in [0, 2\pi]$. Максимальні значення відносних реакцій в кінематичних парах на ділянках робочого та холостого ходу визначаються відповідно критеріями: $f_4 = \max R_{35}^2(\varphi) + \max R_{45}^2(\varphi), \varphi \in \varphi_{px}$, $f_5 = \max R_{35}^2(\varphi) + \max R_{45}^2(\varphi), \varphi \in \varphi_{xx}$. Задача вибору раціональних параметрів є багатокритеріальною, в роботі вона розв'язана шляхом згортки всіх критеріїв в один інтегральний критерій: $F(C) = k_1 f_1 + k_2 f_2 + k_3 f_3 + k_4 f_4 + k_5 f_5$, який мінімізується, де $C_1 = \varphi_{12}, C_2 = \psi_{12}, C_3 = \psi_{13}, C_4 = \psi_0, C_5 = l_{BC}, C_6 = \alpha, C_7 = l_{CD}, C_8 = 0, 2 \div 0, 8$, k_i - коефіцієнти ваги, які вибираються згідно виконання необхідних умов проектування. Задача вибору раціональних параметрів ставилася як задача нелінійного програмування без обмежень і проводилася методом випадкового і направлено пошуку. Область заданого простору параметрів синтезу можна розширювати або звужувати, виходячи із конкретних умов задачі. При наступному виборі простору існування випадкових точок параметрів:

$$Ch[1] = 0, 4\varphi_B, Ck[1] = 0, 6\varphi_B, Ch[2] = 0, 4C[3], Ck[2] = 0, 6C[3], Ch[3] = -0, 9\pi, Ck[3] = -0, 1\pi,$$

$$Ch[4] = 0, 1\pi, Ck[4] = 0, 9\pi, Ch[5] = 0, 1, Ck[5] = 1, 5, Ch[6] = 0, 1\pi, Ck[6] = 2\pi - 0, 1, Ch[7] = 0, 1,$$

$Ck[7]=1,5, Ch[8]=0,2, Ck[8]=0,8$, де $Ch[i]$ – початок відрізка, $Ck[i]$ – кінець відрізка зміни i – го параметра ($i=1 \div 8$), одержали, що приблизно 8% області заданого простору параметрів відповідає параметрам працездатних механізмів.

Описані вище алгоритми кінематичного синтезу реалізовані у розроблених здобувачем програмах на мові Паскаль. З використанням цього програмного забезпечення було синтезовано ряд механізмів. На рис. 14–16 наведено графіки координат x_B , переміщень Δx_B , аналогів швидкостей x'_B та аналогів прискорень x''_B повзуна ШМЧК, а також відносні реакції в кінематичних парах при дії одиничної сили опору на всьому інтервалі руху повзуна. Повзун має приблизну зупинку на інтервалі 90° повороту кривошипа.

Механізм має наступні параметри: $l_{OA} = 0,28; l_{AC} = 0,985; l_{AD} = 0,251; l_{CD} = 0,8; \alpha = 11^\circ; l_{DE} = 0,554$, $l_{CB} = 0,3; l_{BE} = 1,12$. Хід повзуна дорівнює: $h = 0,545 l_{OB}$; максимальне переміщення повзуна на вистой: $\Delta x_{5\max} = 0,00799 l_{OB} = 0,015 h$.

На рис. 17 і рис.18 наведено графіки координат, переміщень, аналогів швидкостей та прискорень повзуна ШМЧК, а також реакції в кінематичних парах у випадку, коли повзун має приблизну зупинку на інтервалі 140° повороту кривошипа.

Механізм має наступні параметри: $l_{OA} = 0,18; l_{AC} = 1,127; l_{AD} = 0,38; \alpha = 11,2^\circ; l_{DE} = 0,323$; $l_{CB} = 0,31$; $l_{BE} = 0,847$. Хід повзуна дорівнює: $h = 0,374 l_{OB}$; максимальне переміщення повзуна на вистой: $\Delta x_{5\max} = 0,027 l_{OB} = 0,072 h$.

Рис. 14. Переміщення, координати, аналоги швидкості і прискорення точки B повзуна для ШМЧК з вихідною ланкою повзуном при $\varphi_B = 90^\circ$

Рис. 15. Відносні реакції в кінематичних парах для ШМЧК з вихідною ланкою повзуном при $\varphi_B = 90^\circ$

На рис. 19 наведено графіки кутів повороту та аналогів кутової швидкості вихідного коромисла ШМЧК з вихідною ланкою коромислом. Коромисло має приблизну зупинку на інтервалі 90° повороту кривошипа. Механізм має наступні параметри: $l_{OA} = 0,28; l_{AC} = 0,985; l_{AD} = 0,251; l_{CD} = 0,8; \alpha = 11^\circ; l_{DE} = 0,554, l_{CB} = 0,3; l_{BE} = 1,12;$ $l_{BF} = 2,06; l_{EF} = 1,12$. Розмах коромисла дорівнює: $\psi^\Sigma = 37^\circ$; максимальний кут повороту коромисла на вистой: $\Delta \psi_{5\max} = 0,17^\circ; \Delta \psi_{5\max} = 0,0045 \psi^\Sigma$.

Аналіз синтезованих механізмів дозволив зробити наступні висновки:

1. За робочий хід потрібно приймати такий відрізок значень кута повороту кривошипу, де відносні реакції R_{35}, R_{45} досягатимуть мінімальних значень (в межах одиниці).

Рис. 16. Відносні реакції в кінематичних парах для ШМЧК з вихідною ланкою повзуном при

$$\varphi_B = 90^\circ$$

Рис. 17. Переміщення, координати, аналоги швидкості і аналоги прискорення точки B повзуна для ШМЧК з вихідною ланкою

$$\text{повзуном при } \varphi_B = 140^\circ$$

Рис. 18. Відносні реакції в кінематичних парах для ШМЧК з вихідною ланкою повзуном при

$$\varphi_B = 140^\circ$$

Рис. 19. Кути повороту та аналоги кутової швидкості вихідного коромисла для ШМЧК з вихідною ланкою коромислом при $\varphi_B = 90^\circ$

2. З рис. 18 видно, що мають місце відносні реакції в кінематичних парах, що перевищують у декілька разів одиницю. Це прийнятно, якщо сила корисного опору має місце тільки на робочому ході або на порядок більше цієї сили на холостому ході.

3. Змінюючи значення коефіцієнтів ваги цільової функції, можна суттєво знизити реакції у кінематичних парах, поліпшити “якість” вистою.

4. Чим менший кут вистою вхідної ланки, тим більша точність вистою вихідної ланки проектованого механізму (див. рис. 14 та рис. 17).

5. Можна варіювати часом робочого та холостого ходу за рахунок зміни параметра n , можна варіювати розташуванням робочого та холостого ходів на циклограмі за рахунок зміни напрямку обертання кривошипу, можна варіювати напрямком руху вихідної ланки після вистою за рахунок зміни параметра k .

6. Розроблену методику оптимізаційного синтезу можна застосовувати як для розв’язання задачі забезпечення циклограми роботи машини (оскільки задається кут вистою вхідної ланки та тривалість робочого та холостого ходів), так і для забезпечення точності вистою, необхідної для виконання певного технологічного процесу.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота пов'язана з розв'язанням науково-практичної задачі кінематичного синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу, здатних забезпечити наблизений вистій вихідної ланки. Наукову і практичну цінність складають метод синтезу та кінематичного аналізу вказаних механізмів, створена комплексна математична модель, програмне забезпечення та проведені на їхній основі дослідження, а також практичні рекомендації.

Найбільш важливі висновки, наукові та практичні результати роботи:

1. Аналіз літературних даних показав відсутність ефективних аналітичних методів кінематичного синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу з вистоем вихідної ланки, тому розробка нових методів, комплексної математичної моделі, алгоритмів і програмного забезпечення кінематичного синтезу визначена як актуальне і важливе завдання машинознавства.

2. Розроблено методику кінематичного аналізу кулісних механізмів з криволінійним пазом. Доведено кінематичну еквівалентність усіх важільних механізмів з групами другого порядку, у тому числі шестиланкових механізмів четвертого класу, кулісним механізмам з криволінійною кулісою. Це дало можливість з'ясувати граничні можливості шестиланкових механізмів четвертого класу та запропонувати методи і алгоритми кінематичного синтезу цих механізмів.

3. Розроблено метод, комплексну математичну модель, алгоритми, числові моделі й програмне забезпечення кінематичного синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу з вистоем вихідної ланки. Запропонований метод кінематичного аналізу з мінімальним використанням ітерацій дає похибку у порівнянні з іншими відомими методами за переміщеннями вихідної ланки не більше, ніж 0,1%.

4. Реалізована стратегія вибору раціональних параметрів шестиланкових механізмів четвертого класу, яка втілена у комплексному програмному забезпеченні кінематичного синтезу, завдяки якому можна визначити відносні розміри ланок механізму, максимальні значення переміщень на інтервалі вистою, максимальні значення кутів повороту коромисла на інтервалі вистою, значення аналогів швидкостей та аналогів прискорень вихідної ланки, реакції в кінематичних парах. Наведено ряд прикладів синтезованих механізмів з різними кінематичними і динамічними характеристиками. Аналіз проведених числових експериментів показав, що приблизно 8% області заданого простору існування параметрів відповідає параметрам працездатних механізмів, що є достатнім для розв'язання даної задачі.

5. При розв'язанні ряду практичних задач отримані наступні важливі для практики результати: для верстата IB23A, розробленого ВАТ "ВЕЛТ", визначено удосконалення кінематичної схеми шестиланкового механізму досилання без вистою шляхом заміни його шестиланковим механізмом четвертого класу з вистоем вихідного повзуна у межах 7 мм (3,5 % його ходу) на інтервалі $\varphi_B = 140^\circ$. Завдяки цій заміні, крім забезпечення вистою, додатково одержано такі результати: хід вихідного повзуна

зменшений на 50% (з 400 мм до 200 мм), середня швидкість повзуна у момент контакту із заготовкою зменшена на 58% (з 9,6 м/с до 4 м/с), габарити верстату у напрямку досилання зменшені на 22%, маса верстату зменшена на 12% (з 1300 кг до 1144 кг).

6. Одержані в роботі результати впроваджені шляхом передачі теоретичних розробок та програмного забезпечення і застосовуються в практиці проектування складних механічних систем у ВАТ “ВЕЛТ”, на ДП “Завод ім. Малишева”, а також в навчальний процес на кафедрі ТММіСАПР НТУ “ХП”.

Результати дисертаційних досліджень можуть бути використані при синтезі та аналізі шестиланкових механізмів четвертого класу з вистоем вихідної ланки.

СПИСОК ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Новгородцев В.О., Зінченко О.І. Кінематика кулісних механізмів з криволінійними пазами // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. – 1999. – Вып. 49. – С. 73–80.

Здобувачем розроблено математичні моделі, алгоритми кінематичного аналізу та синтезу кулісних механізмів з криволінійним пазом.

2. Новгородцев В.А., Зинченко Е.И. Кинематика плоских механизмов, содержащих одну структурную группу второго порядка // Динамика і міцність машин. – Харків: ХДПУ. – 1999. – Вип. 53. – С. 127–132.

Здобувачем розроблено математичні моделі, алгоритми кінематичного аналізу плоских шарнірно-важільних механізмів четвертого класу, які включають одну структурну групу другого порядку.

3. Новгородцев В.А., Зинченко Е.И., Зарубина А.А. Синтез шестизвенных механизмов четвертого класса с приближенным выстоем ведомого звена // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. – 1999. – Вып. 68. – С. 17–21.

Здобувачем розроблено математичні моделі, алгоритми синтезу ШМЧК з вистоем вихідної ланки.

4. Зінченко О.І. Оптимізація параметрів механізмів четвертого класу з вистоем веденої ланки // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ. – 2000. – Вып. 100. – С. 100–103.

5. Зинченко Е.И., Крахмалев А.В., Загребельный В.Н. Синтез оптимальных механизмов четвертого класса с выстоем выходного звена // Механіка та машинобудування. – Харків: ХДПУ. – 2000. – №1. – С. 14–17.

Здобувачем запропоновано стратегію вибору раціональних параметрів ШМЧК з вистоем вихідної ланки.

6. Зинченко Е.И., Загребельный В.Н. Применение метода синтеза многозвенных механизмов с выстоем, основаного на свойствах крайних положений механизма // Вісник Національного

технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2001. – №6. – С. 105–109.

Здобувачем запропоновано алгоритм розв’язання задачі синтезу восьмиланкового механізму кривошипного пресу глибокої витяжки.

7. Загребельный В.Н., Зеленский В.Б., Зинченко Е.И. Алгоритм кинематического исследования шестизвенных механизмов четвертого класса с выходным звеном ползуном и коромыслом // Вісник Технологічного університету Поділля. – Хмельницький: ТУП. – 2002. – Частина 1. – С. 7–8.

Здобувачем запропоновано формули для визначення коректності методу кінематичного аналізу ШМЧК з вистоем вихідної ланки

8. Зінченко О. Силовий розрахунок шестиланкового механізму четвертого класу // Машинознавство. – Львів. – 2004. – №4. – С. 32–34.

9. Зинченко Е.И., Зарубина А.А. Исследование кинематических параметров простейших двухповодковых механизмов и сравнение их с кинематическими параметрами базовых механизмов // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2005. – Вип. 53. – С. 80–86.

Здобувачем розраховано кінематичні параметри механізмів з групою другого порядку та базових механізмів.

10. Зинченко Е.И. Задача усовершенствования кинематических схем станков для изготовления и укладки пазовых коробов в пазы сердечников статоров электродвигателей для решения проблемы повышения эффективности производства электрических машин переменного тока // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2006. – Вип. 3. – С. 86–93.

11. Зинченко Е.И., Ткачук Н.А., Храмова И.Я. Использование теории синтеза по трем положениям для синтеза механизмов четвертого класса с приближенным вистоем выходного звена // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2006. – Вип. 33. – С. 34 – 45.

Здобувачем узагальнено метод кінематичного синтезу ШМЧК з вистоем вихідної ланки.

12. Новгородцев В.А., Котляр Е.И. Проектирование рычажных механизмов с вистоем выходного звена // Материалы Междунар. научно-техн. конф. ”Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье”. – Харьков: ХГПУ. – 1995. – С. 73.

Здобувачем розв’язано задачу проектування важільних механізмів з вистоем з використанням властивостей крайніх положень; наведено результати фазових кутів вистою вхідної ланки при заданій точності вистою вихідної ланки.

13. Котляр Е.И., Новгородцев В.А., Соболев А.Н. Проектирование исполнительных механизмов с вистоем выходного звена // Материалы Междунар. научно-техн. конф. ”Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье”. – Харьков: ХГПУ. – 1996. – С. 39–42.

Здобувачем запропоновано метод проектування важільних восьмиланкових механізмів із забезпеченням заданої точності вистою вихідної ланки.

14. Zagrebelnyy V., Zinchenko E. The Kinematical and Strength Research of the Fourth Class Hinged Mechanisms and Trajectory of a Hinged Point for Optimum Versions Determination // MicroCAD 2001. International Scientific Conference. "Machine and Structure Design". – Miskolc: University of Miskolc. – 2001. – P. 117–123.

Здобувачем проведено аналіз стану питання синтезу механізмів з вистоями вихідної ланки, у тому числі механізмів четвертого класу; наведено результати проектування раціональних ШМЧК з вистоєм вихідної ланки.

15. Зінченко О. Силовий розрахунок шестиланкового механізму четвертого класу і критерії його оптимізації // Тези доповідей 6-го міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2003. – С. 87.

АНОТАЦІЇ

Зінченко О.І. Кінематичний синтез шестиланкових механізмів четвертого класу з вистоєм вихідної ланки. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Харків, 2007.

Дисертація присвячена розробці методу кінематичного синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу, які забезпечують заданий наближений вистій вихідної ланки в одному із крайніх положень.

Показано можливість інтерпретації важільних механізмів з групами другого порядку як кулісних механізмів з криволінійним пазом, що дало змогу запропонувати ефективні алгоритми кінематичного аналізу та синтезу шестиланкових механізмів четвертого класу та з'ясувати граничні можливості цих механізмів.

Розроблено комплексну математичну модель, алгоритми, числові моделі, програмне забезпечення кінематичного синтезу, стратегію вибору раціональних параметрів цих механізмів, запропоновані критерії якості.

Дано рекомендації по застосуванню методу для розв'язання різноманітних задач. Наведено результати досліджень для шестиланкових механізмів четвертого класу з вихідною ланкою повзуном та вихідною ланкою коромислом для різних кутів вистою. Розглянута і розв'язана практична задача удосконалення циклограми роботи верстату ІВ23А, призначеного для виготовлення та укладки пазових коробів у пази сердечників статорів електродвигунів, одержані позитивні результати.

Розроблений метод кінематичного синтезу можна застосовувати як для розв'язання задачі

забезпечення циклограми роботи машини, так і для забезпечення точності вистою, необхідної для виконання певного технологічного процесу.

Ключові слова: шестиланковий механізм четвертого класу, кінематичний аналіз, реакції в кінематичних парах, кулісний механізм, раціональний синтез.

Зинченко Е.И. Кинематический синтез шестизвенных механизмов четвертого класса с выстоем выходного звена. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение. – Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”, Харьков, 2007.

Диссертация посвящена разработке метода кинематического синтеза шестизвенных механизмов четвертого класса, обеспечивающих заданный приближенный выстой выходного звена в одном из крайних положений.

Исследована кинематика кулисных механизмов с криволинейным пазом. Сравнены кинематические параметры кулисных механизмов с криволинейным пазом с кинематическими параметрами кулисных механизмов с прямолинейным пазом. Доказано, что улучшение кинематических характеристик кулисных механизмов с криволинейным пазом по сравнению с прямолинейным на интервале разбега приводит к ухудшению этих характеристик на такое же значение на интервале выбега, и наоборот. Показана возможность интерпретации рычажных механизмов с группами второго порядка как кулисных механизмов с криволинейным пазом, доказана кинематическая эквивалентность этих механизмов: если ось криволинейного паза кулисы совпадает с частью шатунной кривой соответствующего рычажного механизма, то при одинаковых законах движения входных звеньев выходные звенья этих механизмов будут иметь одинаковые законы движения. Свойство кинематической эквивалентности этих механизмов позволило предложить эффективные алгоритмы кинематического синтеза и анализа шестизвенных механизмов четвертого класса и выяснить их предельные возможности.

В работе разработаны комплексная математическая модель, алгоритмы, численные модели, программное обеспечение кинематического синтеза шестизвенных механизмов четвертого класса с выстоем выходного звена. Предложены критерии качества, разработана стратегия выбора рациональных параметров этих механизмов. Даны рекомендации по применению данного метода для решения разнообразных задач. Приведены результаты исследований для механизмов с выходным звеном ползуном и выходным звеном коромыслом для разных углов выстоя. Рассмотрена и решена практическая задача усовершенствования циклограммы работы станка ИС23А, предназначенного для изготовления и укладки пазовых коробов в пазы сердечников статоров электродвигателей (разработчик станка – ОАО “ВЭЛТ”), получены положительные результаты.

В основу задачи синтеза шестизвенных механизмов четвертого класса положен известный метод синтеза шарнирного четырехзвенника по трем положениям ведомого звена. В задаче приближенного силового расчета использован метод кинестатического анализа при допущении, что на выходное звено действует либо единичная сила полезного сопротивления, либо единичный момент полезного сопротивления. В задаче выбора рациональных параметров используется метод случайного и направленного поиска. Численные эксперименты показали, что чем меньше задаваемый угол выстоя входного звена, тем большая точность выстоя выходного звена. Решая задачу синтеза, можно варьировать временем рабочего и холостого ходов, можно варьировать расположением рабочего и холостого ходов на циклограмме, можно варьировать направлением движения выходного звена после выстоя.

Разработанный метод кинематического синтеза можно применять как для решения задачи обеспечения циклограммы работы машины, так и для обеспечения точности выстоя, необходимой для выполнения определенного технологического процесса.

Ключевые слова: шестизвенный механизм четвертого класса, кинематический анализ, реакции в кинематических парах, кулисный механизм, рациональный синтез.

Zinchenko H.I. Kinematics synthesis of six-link mechanisms of fourth class with the stop of driven link. – It is Manuscript.

The thesis for candidate's degree by speciality 05.02.02 – machinery sciences. – National Technical University the “Kharkiv Polytechnic Institute”, Kharkiv, 2007.

The thesis is devoted to the development of method of kinematics synthesis of six-link mechanisms of fourth class with the initial stop of driven link in one of final positions.

The possibility of groups second range lever mechanisms interpretation as link mechanisms with curvilinear slot is demonstrated. Due to such kind of interpretation the opportunity to suggest efficient algorithms of six-link mechanisms of fourth class synthesis and analysis is given.

Complex mathematical model and algorithms of synthesis and kinematics analysis and strategy of rational selection parameters of six-link mechanisms of fourth class with the stop are developed in the thesis.

Recommendations on application of this approach for the solving of various tasks are given. The results of researches for mechanisms with driven slider and driven rocker for the different angles of stop are represented.

Keywords: six-link mechanism of fourth class, kinematics analysis, reactions in kinematics couple, link mechanism, rational synthesis.

Автор висловлює особливу подяку за допомогу у підготовці роботи проф. Новгородцеву В.О. та проф. Загребельному В.М.

Автореферат

**СИНТЕЗ ШЕСТИЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЧЕТВЕРТОГО КЛАСУ
З ВИСТОЄМ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ**

Зінченко Олена Іванівна

Відповідальний за випуск: к.т.н., доц. Зарубіна А.О.

Підписано до друку 25.06.2007 р. Формат видання 145x215.

Формат паперу 60x90/16. Папір Prima Сору. Друк – ризографія.

Обсяг 0,9 авт. арк. Наклад 100 прим. Замовлення №670411

Надруковано СПД ФО Ізрайлев Є.М.

Свідоцтво №04058841Ф0050331 від 21.03.2001 р.

61024, м. Харків, вул. Гуданова, 4/10.
