

Міністерство освіти України  
Технологічний університет Поділля

УДК 621.01.001  
На правах рукопису

Задорожний Андрій Вітальович

Синтез і аналіз багатопозиційних  
планетарних механізмів періодичного  
повороту

Спеціальність 05.02.02 - Машинознавство

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Хмельницький - 1997

021



00738106 (P)

Дисертація є рукописом.  
Робота виконана в Одеській державній академії харчових технологій

- Науковий керівник - доктор технічних наук, професор Амбарцумянц Роберт Вачаганович.
- Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор Кіницький Ярослав Тимофійович  
кандидат технічних наук, доцент Рудик Олександр Юхимович.
- Провідна організація - Одеський державний морський університет.

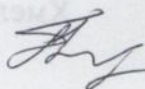
Захист відбудеться «1» листопада 1997 р. у 10 годин на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 29.01.01 при технологічному університеті  
Поділля за адресою:

280016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11, зал засідань.

З дисертацією можна познайомитися у бібліотеці університету за адресою: 280016, м. Хмельницький, вул. Кам'янецька, 110/1.

Автореферат розісланий «30» травня 1997 р.

Вчений секретар спеціалізованої ради  
кандидат технічних наук, доцент

 Г.С. Калда

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми і ступінь дослідженості тематики дисертації. У сучасних машинах, машинах-автоматах, роботах і маніпуляторах, у різноманітних приборних пристроях, широке застосування знайшли механізми періодичного повороту, які дозволяють безперервне обертання вхідної ланки перетворювати у односторонній поворот вихідної ланки з періодичними зупинками заданої тривалості. Незважаючи на різноманітність таких механізмів, найбільш використовуваними у техніці є мальтійські механізми, яким притаманні наступні недоліки:

- немає можливості призначення довільних значень коефіцієнта часу роботи;
- різке зростання габаритних розмірів механізму при збільшенні кількості позицій.

Вимоги усунути вказані недоліки призводять до значного ускладнення структури механізму, його конструкції і, як наслідок, збільшення металоємності, енергоспоживання, зменшення точності, довговічності та надійності механізму. У цьому зв'язку розробка конструкцій принципово нових механізмів періодичного повороту і методів синтезу та аналізу є надзвичайно актуальною задачею. Перспективними є механізми, які побудовані на базі планетарних передач. Але в технічній літературі не розроблені інженерні методи проектування такого типу механізмів, не розкриті усі їх функціональні можливості.

Мета роботи полягає у розробці інженерних методів проектування принципово нового механізму періодичного повороту, з більш широкими функціональними можливостями.

Для досягнення цієї мети поставлені наступні задачі:

- розробити загальну методику синтезу планетарно-кулісного механізму (ПКМ) періодичного повороту;
- розробити методику геометричного синтезу фіксуючих пристроїв ПКМ;
- розробити методику кінематичного аналізу ПКМ і порівняльної оцінки з аналогічними механізмами;
- розробити методику динамічного аналізу ПКМ;

Новизна наукових результатів полягає у наступному:

1. Розроблена загальна методику структурного синтезу ПКМ.

2. Розроблений комплексний інженерний метод кінематичного синтезу ПКМ.

3. Розроблена методика синтезу і запропоновані способи фіксації вихідної ланки ПКМ на час зупинки.

4. Розроблена методика кінематичного аналізу ПКМ та запропонований метод порівняльної оцінки з механізмами аналогічного призначення.

5. Розроблена методика динамічного аналізу ПКМ з метою визначення максимальних динамічних навантажень в елементах кінематичних пар та запропоновано точне вирішення задачі.

6. Розроблені узагальнений алгоритм і пакет прикладних програм проектування ПКМ.

7. Розроблені довідкові карти ПКМ з кількістю позицій робочого органу від 3-х до 100.

Практична цінність роботи. Розроблені у дисертації інженерні методи кінематичного синтезу, кінематичного та динамічного аналізу можуть стати основою для проведення самостійних досліджень при проектуванні нових, більш прогресивних механічних пристроїв, а довідкові карти - використовуватися безпосередньо у проектних та конструкторських роботах.

Методи досліджень. Методика кінематичного синтезу, кінематичного і динамічного аналізу виконана на основі окремих розділів аналітичної геометрії, математичного аналізу та числових методів.

Впровадження результатів роботи. Наукові положення дисертації знайшли використання:

1. Для створення довідкових карт гами ПКМ, які можуть знайти використання при конструюванні нового більш прогресивного обладнання.
2. Розроблена конструкція ПКМ впроваджена на ВАТ «Золотий колос» м.Одеси у приводі пляшкочийної машини, що дозволило підвищити її продуктивність на 30%.

Апробація роботи. Зміст роботи доповідався на наукових конференціях професорсько-викладацького складу ОДАХТ в період 1994-1996р., на наукових конференціях і семінарах кафедр ОДАХТ.

Публікації. По матеріалам дисертації опубліковано 8 робіт. З них 3- у фахових журналах.

Структура та об'єм роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, п'яти глав, висновків, списку літератури з 83 найменувань та додатків.

Основний зміст роботи викладено на 167 сторінках машинописного тексту, містить 37 рисунків, 2 таблиці.

Декларація конкретного особистого внеску дисертанта у розробку наукових результатів, що виносяться на захист. Дисертація містить лише ті наукові результати, які отримані дисертантом особисто.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовується актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовані мета та отримані результати.

У першій главі наведений огляд літературних джерел з досліджень механізму періодичного повороту. Аналіз цих даних дозволив сформулювати напрямок подальших досліджень, конкретизувати задачі досліджень.

У другій главі вирішена задача структурного синтезу ПКМ, розроблений комплексний інженерний метод кінематичного синтезу ПКМ з різними початковими умовами.

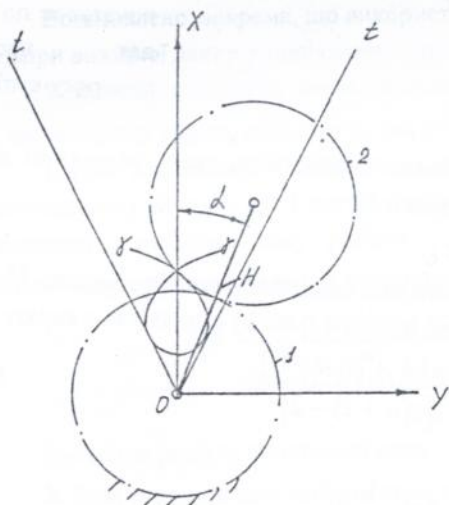


Рис. 1.

При обґрунтуванні вибору розрахункової моделі механізму розглянуті найпростіші схеми планетарних і диференціальних механізмів з зовнішнім і внутрішнім зчепленням.

Доказано, що як базову при кінематичному синтезі ПКМ можливо використовувати схему, подану на рис. 1. У випадку використання інших схем, розрахункові рівняння кінематичного синтезу та методи вирішення будуть аналогічними.

Наведено розв'язок задачі синтезу однопазового

ПКМ при заданому числі позицій робочого органа. Визначення основних геометричних параметрів здійснено у безрозмірній формі, беручи

нецентрову відстань  $O_1O_2$  рівній одиниці. Враховуючи, що кут поділу куліси

$$2\varphi_1 = \frac{2\pi}{z}, \quad (1)$$

радіуси початкових кіл  $r_1, r_2$  зубчатих коліс 1 і 2 визначимо на основі того, що при повному обкочуванні колеса 2 відносно колеса 1 цівка А, (рис. 2) для наступного повороту куліси 4, входить в той самий паз:

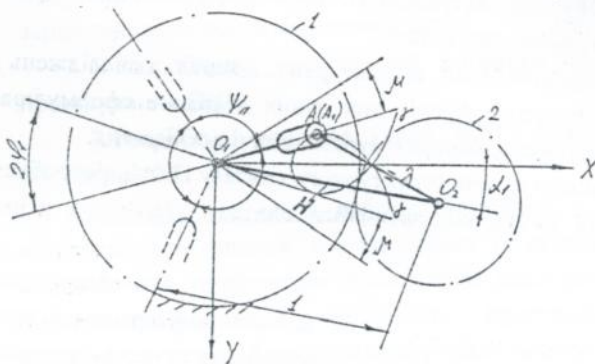


Рис. 2.

$z$  - число позицій куліси.

Траєкторія цівки є видовжена епіциклоїда, тому значенням величини  $\lambda = r_2 + a$  задаємося у межах нерівності

$$r_2 < \lambda < 1. \quad (4)$$

Значення кута  $\alpha$ , утвореного між повздовжньою вісю водила  $H$  і вісю  $OX$  у момент входу цівки  $A$  в паз куліси 4 (рис. 2) визначимо з виразу:

$$\alpha_1 = \frac{z-1}{nz} \arccos \frac{z-1 + \lambda^2[z(n+1)]}{\lambda[z(n+2)-2]}. \quad (5)$$

Кут повороту куліси

$$\tilde{\varphi}_1 = \arctg \frac{\sin \alpha_1 - \lambda \sin \frac{1}{r_2} \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \lambda \cos \frac{1}{r_2} \alpha_1}. \quad (6)$$

Якщо,  $\tilde{\varphi}_1 \neq \varphi_1$ , то задаємося іншим значенням величини  $\lambda$  і визначасмо значення кута  $\alpha_1$  за виразом (5).

Основні геометричні параметри ПКМ:

- відстань від вісі обертання куліси до торців її паза (рис. 2)

$$S = \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \frac{nz}{z-1} \alpha_1}, \quad (7)$$

- глибина паза куліси

$$h \geq S + r + \lambda - 1, \quad (8)$$

де  $r$  - радіус цапфи шарніра  $O$ ;

-значення - кут виствою куліси

$$2\alpha_0 = 2\left(\pi \frac{z-1}{z} - \alpha_1\right); \quad (9)$$

- коефіцієнт часу роботи механізму

$$k = \frac{2\alpha_1}{2\alpha_0} = \frac{z\alpha_1}{\pi(z-1) - z\alpha_1}. \quad (10)$$

Встановлено, зокрема, що використання ПКМ дозволяє зменшити на 85% розміри вихідної ланки у порівнянні з шестипазовим мальтійським механізмом.

У випадку задавання числа позицій куліси  $z$  і кута повороту водила  $2\alpha_1$  за час повороту куліси, розглянуто два можливих випадки:

1. Розв'язання задачі здійснюють за допомогою однопазової куліси. Як у попередньому випадку кут і вистій куліси визначається виразом (9). Тоді легко визначити коефіцієнт часу роботи (10). Маючи значення кута  $\alpha_1$ , і використовуючи залежність (6), знаходимо

$$\lambda = \frac{\sin \alpha_1 - \tan \varphi_1 \cos \alpha_1}{\sin \frac{1}{r_2} \alpha_1 - \tan \varphi_1 \cos \frac{1}{r_2} \alpha_1}. \quad (11)$$

Значення радіуса початкової кола  $r_2$  знаходимо за формулою (3).

2. Розв'язання задачі здійснюється за допомогою багатопазової куліси.

Позначимо число пазів куліси через  $z_n$ . Кутівий крок між радіальними

пазами

$$\psi = 2\pi / z_n \quad (12)$$

При попередньому значенні кута повороту водила  $2\alpha_1$ , кут вистою куліси можна визначити з виразу:

$$2\alpha_0 = 2 \left[ \pi \left( \frac{z_n - 1}{z_n} \right) - \alpha_1 \right]. \quad (13)$$

Радіуси початкових кіл зубчастих коліс:

$$r_1 = \frac{z_n}{z_n(2 - \alpha_1) - 1}, \quad (14)$$

$$r_2 = \frac{z_n(1 - \alpha_1) - 1}{z_n(2 - \alpha_1) - 1}. \quad (15)$$

Визначення інших геометричних параметрів планетарно-кулісного механізму нічим не відрізняється від попереднього варіанту.

Наведено розв'язання задачі кінематичного синтезу ПКМ за заданими числом позицій  $z$  і коефіцієнту часу роботи  $k$  робочого органу.

Розв'язання такої задачі розглянуто для двох випадків.

#### 1. Поставлена мета досягається використанням однопазових куліс.

З рис. 2 випливає

$$2\pi_2 n = (2\pi \pm \mu)r_1, \quad (16)$$

де  $n$  - кількість обертів сателіта навколо осьового центра обертання у відносному русі за час повороту водила на кут  $2\pi \pm \mu$ ;

$\mu$  - куту між прямими, які з'єднують початкову і наступну (за  $n$  обертів сателіта) позицій центра цівки з геометричним центром зубчастого колеса 1.

Знаки "±" перед  $\mu$  у виразі (2.35) означають, що центр цівки за  $n$  обертів сателіта випереджає попередню свою позицію, або відстає від неї на цей кут.

Можливість використання однопазової куліси обмежується виразом

$$2\pi 2\varphi_1 = m\mu_1. \quad (17)$$

де  $m$  - будь-яке додатнє число.

Можливі межі для вибору величини  $m$  визначаються з нерівностей:

$$\left. \begin{aligned} 1 \leq m \leq 2\pi \frac{z-1}{z \operatorname{arctg} \frac{2r}{S-h}} \\ 1 \leq m \leq \frac{z+1}{1 + \frac{z}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{2r}{S-h}} \end{aligned} \right\}. \quad (18)$$

Задаючись значенням  $m$  у межах нерівностей (18), визначимо значення кута

$$\alpha_1 = \frac{2\pi k[(m \pm 1)z \pm 1]}{2(1+k)z}. \quad (19)$$

Для визначення положення центра цівки на сателіте використаємо рівняння

$$A\lambda^2 + B\lambda + C = 0, \quad (20)$$

де  $A = mz(n+1) \pm (z \pm 1)$ ,

$$B = [mz(n+2) \pm 2(z \pm 1)] \cos \frac{\pi mnk[(m \pm 1) \pm 1]}{[mz \pm (z \pm 1)](1+k)z},$$

$$C = mz \pm (z - 1).$$

Вибираємо ряд значень  $n$  і кожний раз розв'язуємо рівняння (20) відносно невідомого  $\lambda$ . За отриманим значенням  $\lambda$  вираховуємо кут ділення

$$\operatorname{tg} \tilde{\varphi}_1 = \frac{\sin \alpha_1 - \lambda \sin \frac{mz(n+1) \pm (z-1)}{mz \pm (z \mp 1)} \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \lambda \cos \frac{mz(n+1) \pm (z-1)}{mz \pm (z \mp 1)} \alpha_1}. \quad (21)$$

Якщо отримані значення кута ділення задовільняють умові  $2\tilde{\varphi}_1 = 2\pi/z$ , то розв'язок знайдено. Тоді радіуси початкових кіл зубчастих коліс 1 і 2:

$$r_1 = \frac{mz}{mz(n+1) \pm (z \mp 1)}; \quad (22)$$

$$r_2 = \frac{m \pm (z \mp 1)}{mz(n+1) \pm (z \mp 1)}. \quad (23)$$

Радіус куліси  $S$  знаходимо використовуючи залежність (7), а глибину паза куліси  $h$  із виразу (8).

## 2. Поставлена мета досягається за допомогою багатопазових куліс.

Припустимо, що відомо також число пазів куліси  $z_n$ . Кутувий крок пазів куліси визначимо із залежності (12). Якщо забезпечується тотожність  $2\varphi_1 = 2\psi_n$ , то багатопазова куліса ідентична звичайному мальтійському хресту. Кінематичний аналіз такого механізму нічим не відрізняється від раніше розглянутих. Відмінність полягає лише в тому, що кут випередження чи відставання  $\mu$  повинен дорівнювати

$$\mu = e(2\varphi_1) \quad (24)$$

де  $e$  - додатне ціле число, яке знаходиться в межах нерівності

$$1 < e \leq z_n. \quad (25)$$

Після того, як вибрані значення параметрів  $z_n$ ,  $e$  і визначена величина  $\mu$ , синтез багатопазового ПКМ можна виконувати за методикою, викладеною у першому випадку.

Встановлено, що використання в багатопазових ПКМ багатоцівочних - багатосателітних передач дозволяє:

- 1) змінювати значення коефіцієнту часу роботи куліси незалежно від основних геометричних розмірів вихідного механізму;
- 2) зменшити пропорційно числу сателітів навантаження на елементи кінематичної пари цівка - паз куліси;
- 3) розвантажити вали двигуна та куліси від радіальних навантажень і значно підвищити довговічність підшипникових вузлів.

У третьій главі розглянуті питання, пов'язані з фіксацією положення куліси і розроблені методи по синтезу елементів кінематичних пар для геометричного способу фіксації, а також, по синтезу фіксуючих кулачкових механізмів. На рис.3 зображена схема ПКМ з фіксацією вхідної ланки геометричним способом. На валу куліси 4 закріплений диск 5 з профілями виготовленими по скороченій епіциклоїді. По цій же траєкторії переміщується

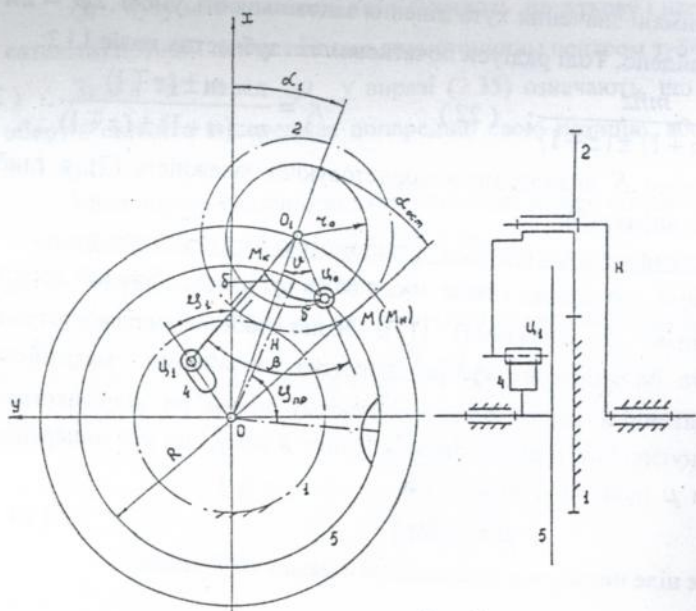


Рис. 3.

додаткова цівка  $\Pi_0$ , яка закріплена на сателіті 2, яка в момент виходу цівки  $\Pi_1$  з паза куліси 4 входить у зачеплення з диском 5, забезпечуючи зупинення вихідної ланки у межах повороту водила  $\alpha_{oc}$  (див. рис. 3). Загальне число цівок для забезпечення зупинки куліси

$$z_{oc} = 2\alpha_0 / \alpha_{oc} \quad (26)$$

Кут зупинки між цівками  $\Pi_0$  і  $\Pi_1$

$$\beta = \vartheta + i_{21}^{(H)} \alpha_1 \quad (27)$$

Кут повороту водила в момент виходу точки  $M$  з профілю б-б

$$\alpha_{oc} = \frac{1}{i_{21}^{H}} \left[ \alpha_1 - \arccos \frac{1 + (r_2 - a)^2 - k^2}{2} \right] \quad (28)$$

Кутовий крок між цівками, якщо їх розмістити по колу радіуса  $r_0$  рівномірно

$$\varphi_{oc} = \frac{2\pi - 2i_{21}^{H} \alpha_1}{z_{oc}} \quad (29)$$

Кутовий крок між всіма симетрії профілей б-б на диску 5

$$\varphi_{пр} = \frac{2\alpha}{z_{oc}} \quad (30)$$

Геометричний спосіб фіксації вхідної ланки ПКМ можна рекомендувати при невисоких вимогах до точності позиціонування і якщо кут виступу куліси не перевищує  $2\pi$ .

На рис. 4 зображена структурна схема ПКМ з виконуючим механізмом фіксації, тривалість зупинки куліси якого менше часу одного оберту водила. Головним елементом у фіксуючому виконуючому механізмі є профіль торцевого кулачка 7.

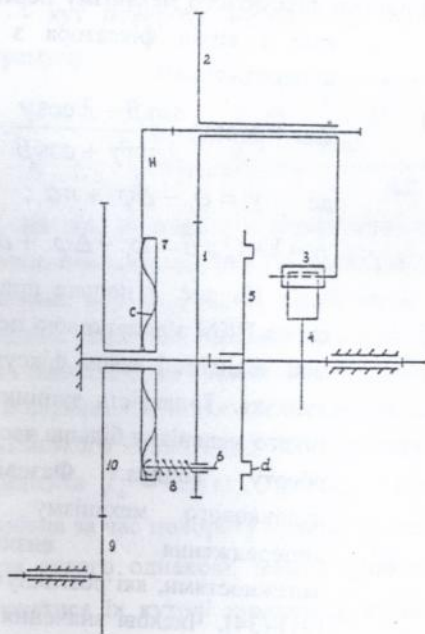


Рис. 4.

Отримані залежності для визначення фазових кутів торцевого кулачка. Для періоду входу фіксатора

$$(\alpha_n)_{\min} = \frac{(b + \Delta)}{\delta_{\max}}, \quad (31)$$

де  $b$  - товщина фіксуєчого диска,  
 $\Delta$  - гарантований зазор між торцями фіксатора диска,  
 $\delta_{\max}$  - максимальне значення безрозмірного коефіцієнта швидкості.

Для періоду виходу фіксатора кутом  $\alpha_{\text{от}}$  задаємося в межах нерівності

$$0 < \alpha_{\text{от}} < \alpha_n. \quad (32)$$

Для визначення середнього значення кута тиску на торцевому кулачковому механізмі скористаємося залежністю

$$\nu = \arctan \frac{S_{\max}}{\alpha_n r_\phi}, \quad (33)$$

де  $S_{\max}$  - величина максимального переміщення фіксатора,  $r_\phi$  - радіус кола, на якому розміщені центри отворів, що фіксуються.

Для забезпечення надійності роботи фіксуєчого механізму передбачено вхід і вихід фіксатора з деяким випередженням

$$\Delta\alpha = \arctan \frac{\sin\beta - \lambda \cos\gamma}{\lambda \sin\gamma + \cos\beta}. \quad (34)$$

де  $\gamma = \varphi_1 - \Delta\varphi + n\alpha_1$ ;

$n = 1 + i_{21}^H$ ;  $\beta = \varphi_1 - \Delta\varphi + \alpha_1$ .

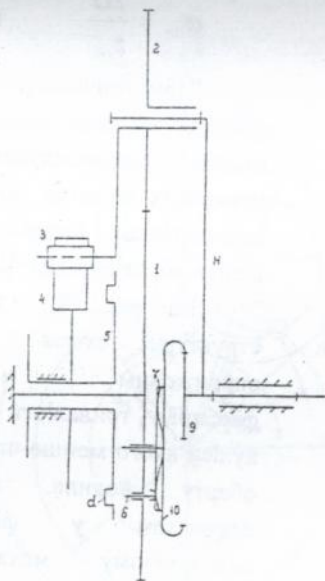


Рис. 5.

На рис. 5 подана принципова схема ПКМ з додатковою передачею між водилом і валом фіксуєвального кулачка. Тривалість зупинки куліси такого механізму більше часу одного оберту водила. Фазові кути кулачкового механізму та кут випередження визначаються залежностями, які розглянуті раніше (31)-(34). Числові значення фазових кутів будуть у  $i_{нк}$  разів менше

відповідних фазових кутів для механізму, зображеного на рис. 4,

$$i_{ик} = \frac{\alpha_1 + m\alpha_0}{\pi}, \quad (35)$$

де  $i_{ик}$  - передаточне відношення між водилом  $A$  і валом кулачка  $k$ ,  
 $m$  - будь-яке додатне число, більше одиниці.

У четвертій главі наведений аналітичний метод дослідження кінематики ПКМ. Дані рекомендації для порівняльної оцінки з механізмами аналогічного призначення. Отримані математичні залежності, які дозволяють визначити:

- аналог кутової швидкості куліси

$$\dot{\varphi} = \frac{1 + k\lambda^2 - \lambda(1-k)\cos(1-k)\alpha}{1 + \lambda^2 - 2\lambda\cos(1-k)\alpha}, \quad (36)$$

де  $k = 1/r_2$ ;

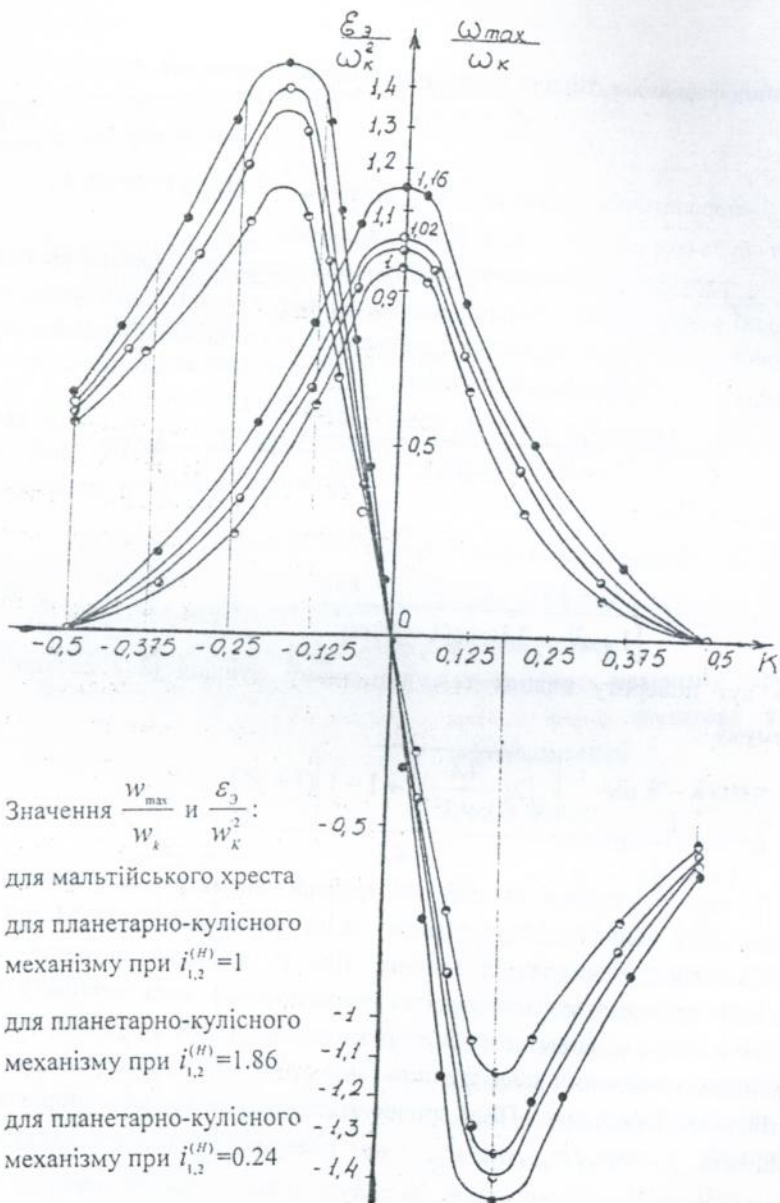
аналог кутового прискорення куліси

$$\ddot{\varphi} = \frac{\lambda(\lambda^2 - 1)(1-k)^2 \sin(1-k)\alpha}{[1 + \lambda^2 - 2\lambda\cos(1-k)\alpha]^2}; \quad (37)$$

- кут повороту водила  $\alpha_3$ , при якому функція (37) досягає свого екстремуму

$$\alpha_3 = \frac{1}{1-k} \arccos \frac{\left[ \sqrt{2\left(\frac{4\lambda}{1+\lambda^2}\right)^2 + 1} - 1 \right] (1+\lambda^2)}{4\lambda}. \quad (38)$$

На рис. 6 наведені порівняльні графіки кінематичних параметрів для шестипазового мальтійського механізму та шестипозиційного ПКМ при різних значеннях передаточного відношення. Для їх побудови в одній системі координат використовується поняття безрозмірного кута повороту вхідної ланки механізму, як відношення поточного значення кута  $\alpha$  до його інтервалу. Для порівняння величин кінематичних параметрів кути повороту вхідних ланок мальтійського механізму і ПКМ зрівнюються шляхом введення порівняльного коефіцієнта  $f_w = \alpha_1 / \alpha_{кр}$ , де  $\alpha_{кр}$  - кут повороту кривошипа мальтійського механізму за час повороту хреста. За допущенням, що за час повороту куліси і хреста строго однакові, можна зробити висновок, що в  $f_w$  разів повинні відрізнятись їх кутові швидкості, кутові прискорення будуть відрізнятись у  $f_w^2$  разів.



З аналізу порівнюваних графіків випливає, що ПКМ за своїми основними кінематичними показниками не поступаються аналогічним мальтійським механізмам. Більше того, відповідним вибором передаточного відношення можна досягти зменшення кутової швидкості та прискорення вихідної ланки.

У п'ятій главі наведено розв'язання задачі динамічного дослідження ПКМ. В результаті визначення реакцій в кінематичних парах механізму встановлено:

1. Найбільш навантаженими є елементи кінематичних пар цівка-паз куліси і зубчасте зачеплення. Причому максимальне значення зусиль в цих кінематичних парах однакові і вони виникають у середині повороту куліси.

2. Крутний момент на валу водила є змінною величиною, що досягає свого максимального значення на початку повороту куліси.

Отримані залежності для знаходження точного значення величини максимального зусилля  $F_{c_{\max}}$  цівки на бокову поверхню паза куліси:

$$F_{c_{\max}} = M_c \left[ \left( \frac{1}{S_r} \right)_{\alpha_r} + \left( \frac{\dot{\varphi}_\alpha}{S_r} \right)_{\alpha_r} A \right], \quad (39)$$

та середню потужність  $P_{cp}$ , яка необхідна для повороту водила:

$$P_{cp} = (M_H)_{cp} \omega_H = \frac{1}{\eta} M_d \omega_k, \quad (40)$$

де  $S_r$  - змінна відстань від центра обертання куліси до центра ведучої цівки ( $S_r = \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos i_{21}^{(H)} \alpha}$ );  $A = J\omega_H^2 / M_c$ .

де середній крутний момент

$$M_{cp} = \frac{M_c}{\eta} (l + mA), \quad (41)$$

$$\text{тут } l = \frac{\pi}{\alpha_1 z}; \quad m = \frac{(\dot{\varphi}_\alpha)_{\max}^2}{2\alpha_1} = \frac{[1 + k\lambda^2 - \lambda(1+k)]^2}{2\alpha_1(1-\lambda)^2}.$$

Наведені необхідні розрахункові рівняння, які дозволяють здійснити перевірку на перевантаження двигуна у випадку індивідуального приводу ПКМ. Перевантаження двигуна визначається відношенням

$$U = \frac{\alpha_1 (\dot{\varphi}_\alpha + \dot{\varphi}_\alpha \dot{\varphi}_\alpha A)}{\frac{\pi}{z} + \frac{(\dot{\varphi}_\alpha)_{\max} A}{2}} \quad (42)$$

Значення перевантажень при  $A = 0$  и  $A = \infty$  відповідно рівні:

$$U_0 = \frac{\alpha_1 z}{\pi} (\dot{\varphi}_\alpha)_{\max}, \quad U_\infty = \frac{2\alpha_1 z}{(\dot{\varphi}_\alpha)_{\max}^2} (\dot{\varphi}_\alpha \dot{\varphi}_\alpha)_{\max}$$

В додатку до дисертації наведені: розроблені узагальнений алгоритм, пакет прикладних програм комплексного синтезу і аналізу ПКМ, довідкові карти ПКМ з числом позицій  $z=3\dots 100$ .

### Основні результати дисертації та підсумкові висновки

1. На підставі проведених в дисертаційній роботі досліджень встановлено, що серед різноманітних механізмів періодичного повороту кращий за функціональними можливостями є планетарно-кулісний механізм. Головною відмінною ознакою цих механізмів є можливість при заданих числу позицій  $z$  вхідної ланки одержати різноманітні значення коефіцієнту роботи  $k$ .

2. Розроблений комплексний інженерний метод кінематичного синтезу планетарно-кулісних механізмів з різноманітними початковими умовами, зокрема, за заданим числу позицій  $z$  і коефіцієнту роботи  $k$ . Встановлено:

- ПКМ дозволяють одержати нескінченне число позицій, причому геометричні розміри куліси при інших рівних умовах виходять значно менші у порівнянні з мальтійськими механізмами (наприклад, у порівнянні з шестипазовим мальтійським механізмом майже на 85%), із збільшенням числа позицій, ця різниця ще більше збільшується;

- передаточне відношення планетарної передачі чинить суттєвий вплив на геометричні розміри ПКМ і його кінематичні параметри, зокрема, на  $k$ ;

-  $k$  не суттєво залежить від  $z$ ;

- число пазів куліси не залежить від  $z$ ;

- тривалість зупинки куліси може перевищувати один або декілька обертів вхідної ланки;

- можливість змінювати число позицій без зміни основних розмірів.

3. Розроблені загальні принципи фіксації положення куліси в період її зупинки:

- геометричним способом;

- за допомогою спеціальних фіксуючих пристроїв.

Розроблена методика і отримані основні залежності для проектування фіксуючих механізмів.

4. Розроблений аналітичний метод дослідження кінематики ПКМ, і виконані відповідні дослідження цих механізмів. Встановлено :

- ПКМ за своїми кінематичними параметрами не поступаються аналогічним мальтійським механізмам;

- кутова швидкість вхідної ланки ПКМ значно менше в порівнянні з мальтійським при однакових кутових швидкостях вихідних ланок.

5. Розроблена методика динамічного дослідження планетарно-кульісного механізму періодичного повороту, яка включає визначення:

- реакцій в кінематичних парах з урахуванням динамічних факторів;
- максимального зусилля ведучої цівки на паз кульіси;
- середньої потужності, необхідної для повороту ведучої цівки;
- перевантажень двигуна.

Встановлено, що :

- найбільш завантаженими є елементи кінематичних пар цівка-паз кульіси і зубці зубчастої передачі;
- крутний момент на валу водила є змінною величиною, що досягає свого максимального значення на початку повороту кульіси;
- визначення максимального значення зусилля в з'єднанні цівка-паз і максимального крутного моменту на вхідному валу необхідно здійснювати за розробленою в роботі точною методикою.

6. Використання багатоцівочних і багатопазових ПКМ дозволяє розподілити загальне навантаження рівномірно по пазах і розвантажити вали кульіси та водила від радіальних зусиль.

7. Розроблені алгоритм, блок-схема і програма розрахунку комплексного проектування ПКМ.

8. Розроблені довідкові карти ПКМ з числом позицій робочого органу  $z=3...100$  зі всіма відповідними геометричними, кінематичними і динамічними параметрами, а також конструкція шестипозиційного ПКМ, яка впроваджена на ВАТ «Золотий колос» м. Одеса.

#### Основні положення дисертації опубліковані в роботах:

1. Амбарцумянц Р.В., Задорожний А.В. К синтезу планетарного механізму періодического поворота с заданным коэффициентом работы // Изв. ВУЗов, М.: Машиностроение, 1995, N1-3, -с.10-13.

2. Амбарцумянц Р.В., Задорожний А.В. Кінематичне дослідження планетарно-кульісного механізму періодичного повороту / Наукові праці ОДАХТ. -Одеса, 1996, вип.16, -с. .

3. Амбарцумянц Р.В., Задорожный А.В. До визначення максимальних зусиль у планетарно-кулісному механізмі періодичного повороту /Наукові праці ОДАХТ. -Одесса, 1997, вип.17, -с. .

4. Амбарцумянц Р.В., Задорожный А.В. Метрический синтез планетарно-кулісного механізма періодического поворота с заданным коэффициентом работы /Деп. в ГНТБ Украины, 1995, N784-Ук95.

5. Амбарцумянц Р.В., Задорожный А.В. Кинематический анализ планетарно-кулісного механізма періодического поворота /Деп. в ГНТБ Украины, 1995, N785-Ук95.

6. Амбарцумянц Р.В., Задорожный А.В. К синтезу планетарно-кулісного механізма с заданным коэффициентом работы //Тез. докл. 54 научн. конф. ОТИПП им. М.В.Ломоносова /19-24 апреля 1994г, Одесса, 1994, -Ч.2, -с.56.

7. Амбарцумянц Р.В., Задорожный А.В. Кинематическое исследование планетарно-кулісного механізма //Тез. докл. 55 научн. конф. ОГАПТ, -Одесса, 1995, -Ч.1, -с.177.

8. Задорожный А.В. К определению максимальных усилий в планетарно-кулісном механізме періодического поворота //Тез. докл. 56 научн. конф. ОГАПТ, -Одесса, 1995, -Ч.1, -с.149.

## Аннотация

Задорожный А. В. Синтез и анализ многопозиционных планетарных механизмов периодического поворота. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 -машиноведение. Хмельницкий политехнический университет, Хмельницкий, 1997.

Защищается диссертационная работа, содержащая инженерные методы комплексного проектирования многопозиционных планетарно-кулисных механизмов периодического поворота с учетом динамических факторов, а также способов фиксации. Благодаря широким функциональным возможностям ПКМ могут успешно применяться в различных отраслях народного хозяйства для периодического поворота рабочих органов.

Результаты работы внедрены при модернизации бутыльно-моечной машины на ОАО «Золотой колос», г. Одесса, и разработаны справочные карты для проектных организаций.

## Summary

Zadorogny A.V. The synthesis and analysis of multiitem planet of gears of periodic turn. The given thesis submitted for the scientist degree of Candidate of Technical sciences on machine-leading specialities 05.02.02. Khmel'nitsky the Politechnical University, Khmel'nitsky 1997.

The thesis, containing engineering methods of complex designing of multiitem planet-wing gears of periodic turn in view of dynamic factors, as well as ways of fixing is protected. Due to wide functional possibilities PWM can be successful applied in various branches of national economy for periodic turn of working bodies.

The results of work are introduced at modernization of machine for washing of bottles on the firms "Золотой колос", (Odessa), the help cards for design organizations are developed.

Ключові слова: планетарно-кулісний механізм, механізм періодичного повороту, водило, куліса, цівка, мальтійський механізм, коефіцієнт часу роботи, епіциклоїда.

