

## ПИТАННЯ СИНТЕЗУ ОСОБЛИВИХ МЕХАНІЗМІВ НЕПОВНОЗУБИХ КОЛІС З КУЛАЧКОВИМ ВМИКАННЯМ

Механізми неповнозубих коліс (НЗК) з кулачковим вмиканням застосовуються з метою надання веденій ланці переривчастого одностороннього обертального руху. Від подібних до них механізмів періодичного повороту, крім структурної будови і конструктивного оформлення, вони відрізняються наявністю в робочому циклі веденої ланки ділянки рівномірного руху.

Розглядувані комбіновані механізми характеризуються зміною структури на протязі циклу. Кулачковий механізм призначений для розгону веденого зубчастого сектора і введення його в зачеплення з ведучим зубчастим сектором та для виведення цього сектора із зачеплення і приведення його в стан спокою.

За величиною оберту веденого валу на протязі одного робочого циклу механізми НЗК з кулачковим вмиканням слід розподілити на два види: 1) з повнообертним і 2) з півобертним веденим валом. Кожний вид за різновидністю розташування кулачкових механізмів підрозділяється на механізми з *внутрішнім* і *зовнішнім* кулачковим вмиканням.

Механізми з повнообертним веденим валом і внутрішнім кулачковим вмиканням висвітлені в монографії К. В. Тіра [1]. Вони характеризуються повнообертним веденим валом і розташуванням кулачкових механізмів між опорами. Перевагою цих механізмів є їх компактність, оскільки виконання їх можливе в закритому корпусі з вхідним ведучим валом, що має рівномірний обертний рух, і вихідним валом з обертальним переривчастим рухом. Разом з цим поліпшуються динамічні характеристики механізму порівняно з механізмами НЗК з епіциклоїдним вмиканням. Підбором закону руху в період розгону і вибігу можна впливати на динаміку механізму в цілому.

Як впливає з аналізу механізмів НЗК з внутрішнім кулачковим вмиканням, проведеного в роботі [1], кінематичні параметри механізму і величини піків динамічних навантажень на ведучому і веденому валах значною мірою залежать не тільки від обраного закону руху при розгоні і вибігу, але і від можливої величини відносного кута вмикання і вимикання  $\xi_0 = \frac{\psi_{\text{вкл}}}{\pi}$ , де  $\psi_{\text{вкл}}$  — кут повороту веденого вала за час вмикання.

Прагнення до поліпшення динаміки механізмів цього типу привело до появи в машинобудуванні [3] механізмів НЗК із зовнішнім кулачковим вмиканням, механіка яких описана нами в статті [5]. Зовнішнє розташування кулачкових механізмів поза опорами на торцях валів дало можливість довести величину відносного кута вмикання до  $\xi_0 = 0,4$  проти  $\xi_0 = 0,2$  при внутрішньому кулачковому вмиканні і за рахунок

збільшення цього важливого параметра поліпшити динаміку механізму. Можливість збільшення параметра  $\xi_0$  пов'язана з усуненням обмежень, які накладаються умовою сусідства виступів кулачків і веденого вала при внутрішньому кулачковому вмиканні.

Разом з тим, як показав конструкторський досвід, механізми неповнозубих коліс із зовнішнім кулачковим вмиканням значно складніші вписуються в компоновочні схеми вузлів машин, ніж механізми з внутрішнім кулачковим вмиканням, що нерідко обмежує їх застосування. З такої точки зору значний інтерес являють собою півобертові механізми НЗК з кулачковим вмиканням. Висвітленню механіки та специфіки розрахунку цих механізмів і присвячена ця стаття.

Нами прийняті такі позначення:

- $\varphi_{окл}$  — кут повороту ведучого вала при розгоні веденого сектора;
- $\varphi_p$  — кут повороту ведучого сектора при зубчастому зчепленні секторів;
- $\psi_p$  — кут повороту веденого сектора при зубчастому зачепленні секторів;
- $\psi_0$  — кут початкового положення коромислового штовхача кулачкового механізму розгону;
- $\omega_1$  — кутова швидкість ведучого вала;
- $\omega_2$  — кутова швидкість веденого вала при роботі зубчастої пари секторів;
- $i$  — передатне відношення зубчастої пари секторів;
- $a_k, b_k, c_k, d_k$  — позиційні інваріанти подібності відповідно переміщення, швидкості, прискорення і кінетичної потужності;
- $B, C, D$  — константи піків відповідно швидкості, прискорення і кінетичної потужності;
- $\psi_k, \omega_{2k}, \varepsilon_{2k}$  — кутові величини переміщень, швидкостей і прискорень веденого вала;
- $N_{\Sigma 1k}, N_{ін. 1k}$  та  $N_{\Sigma 2k}, N_{ін. 2k}$  — відповідно значення сумарної ( $\Sigma$ ) і кінетичної ( $ін$ ) потужності, що передається ведучим (1) і веденим (2) валами;
- $M_{\Sigma 1k}, M_{ін. 1k}$ , та  $M_{\Sigma 2k}, M_{ін. 2k}$  — відповідно значення сумарного і кінетичного моментів;
- $\alpha$  — значення змінного кута тиску кулачкового механізму;
- $A$  — міжцентрова віддаль;
- $l_p$  — довжина коромисла;
- $D_{рол}$  — діаметр ролика;
- $\eta_k$  — миттєвий к. к. д. кулачкового механізму.

Задачами синтезу особливих механізмів НЗК з кулачковим вмиканням є ті ж самі задачі, що і при проектуванні звичайних механізмів НЗК.

Схеми цих механізмів зображені на рис. 1 в стані початку розгону.

Розглянемо дію механізмів обох різновидностей.

На ведучому валі (рис. 1а) жорстко закріплений ведучий зубчастий сектор 1, а на веденому (скачковому) валі — ведений зубчастий сектор 2.

Для розгону і введення сектора 2 в зачеплення із сектором 1 служить ведучий кулачок 3, який взаємодіє з роликовим штовхачем коромислового типу 4, що, як і всі інші штовхачі, жорстко закріплений на скачковому валі. Для геометричного замикання служить додаткова кінематична пара — кулачок 5 і штовхач 6.

Вирівнявши лінійні швидкості зубчастих секторів, кулачки і відповідні їм штовхачі перестають взаємодіяти, — починається рівномірний обертовий рух веденого вала від зубчастої пари секторів.

При виході останнього зуба ведучого сектора із зачеплення вступає в дію кулачковий механізм вмикання — кулачок 7 і роликовий штовхач 8 разом з геометрично замикаючою парою — кулачком 9 і

штовхачем 10; скачковий вал приводиться в стан спокою. У висхідне положення стають роликові штовхачі 11, 12, 13 і 14, які виконуватимуть таку ж функцію, що і відповідні їм штовхачі першого півобороту 4, 6, 8 і 10. Фіксація скачкового валу досягається за рахунок обкочування роликів 4 і 6 по рівнорадіусних профілях, відповідно  $m-m$  і  $n-n$ .

В механізмі НЗК із зовнішнім вмиканням (рис. 1б) кулачкові механізми розташовані поза опорами А і Б, В і Г. В цьому випадку з метою спрощення конструкції кулачки вигідно виготовити пазовими. Дія такого механізму відбувається аналогічно описаній вище. Особли-

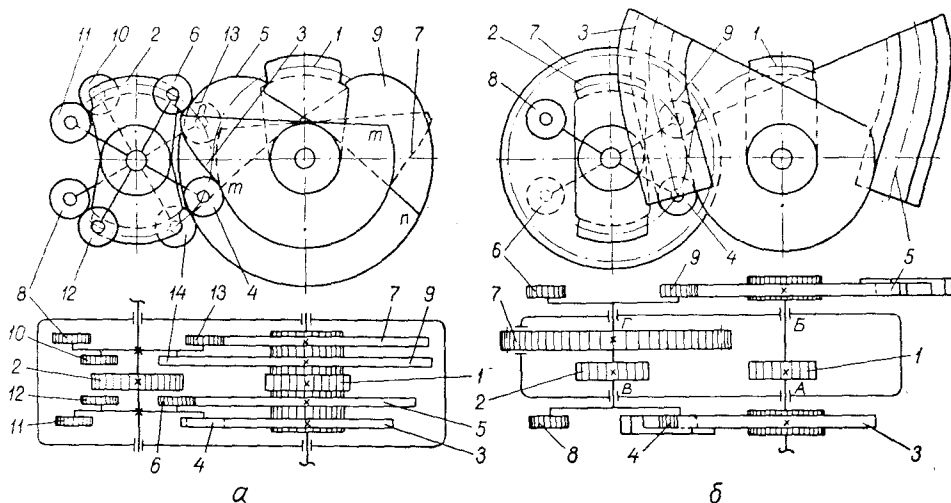


Рис. 1. Півоберткові механізми НЗК: а — з внутрішнім кулачковим вмиканням: 1 — ведучий зубчастий сектор, 2 — ведений зубчастий сектор, 3 і 7 — ведучі кулачки, 4, 6, 8 і 10 — роликові штовхачі першого півоберту, 5 і 9 — замикаючі кулачки, 11—14 — роликові штовхачі другого півоберту;

б — із зовнішнім кулачковим вмиканням:

1 — ведучий зубчастий сектор, 2 — ведений зубчастий сектор, 3 — кулачок вмикання, 4 і 6 — роликові штовхачі першого півоберту, 5 — кулачок вмикання, 7 — вивідне зубчасте колесо.

вістю тут є те, що відбір потужності здійснюється за допомогою зубчастого колеса 7, або з додаткового вала, зв'язаного зі скачковим повнозубою парою шестерень.

## КІНЕМАТИКА І ДИНАМІКА МЕХАНІЗМУ

Механізми періодичного повороту надають веденій ланці (скачковому валу) однозначний рух з типовим циклом, зображеним на рис. 2. Він включає чотири таких фази:

1-ша фаза — розгін: за допомогою кулачкового механізму вмикання швидкість скачкового валу зростає від 0 до  $\omega_2$ , при якій лінійні швидкості зубчастих секторів вирівнюються — зуб'я входять в зачеплення;

2-га фаза — рівномірний рух: скачковий вал обертається з постійною швидкістю  $\omega_2$  від зубчастого механізму;

3-тя фаза — вибіг: кулачковий механізм вмикання виводить зуб'я секторів із зачеплення і знижує швидкість скачкового валу до 0;

4-та фаза — вистій: скачковий вал вистоєє в строго зафіксованому положенні до кінця робочого циклу.

Кінематичні параметри веденої ланки в період розгону виражені такими залежностями:

$$\psi_k = 2a_k \cdot \psi_{вкл}, \quad \omega_{2k} = \frac{b_k \psi_{вкл}}{r_{вкл}} \cdot \omega_1, \quad \varepsilon_{2k} = \frac{c_k \varphi_{вкл}}{2r_{вкл}^2} \cdot \omega_1^2.$$

В 2-ій фазі рівномірного руху скачковий вал обертається з постійною швидкістю

$$\omega_2 = \frac{B \psi_{вкл}}{\varphi_{вкл}} \cdot \omega_1,$$

звідки визначаємо необхідну величину передатного відношення зубчастих секторів з умови жорсткого кінематичного зв'язку, який накладається вимогою плавного зчеплення зуб'їв ведучого сектора з зуб'ями веденого сектора

$$i = \frac{B \varphi_{вкл}}{\varphi_{вкл}}. \quad (1)$$

Обравши кут вмикання однаковим за величиною з кутом вмикання, спрощуємо тим самим кінематику всього механізму.

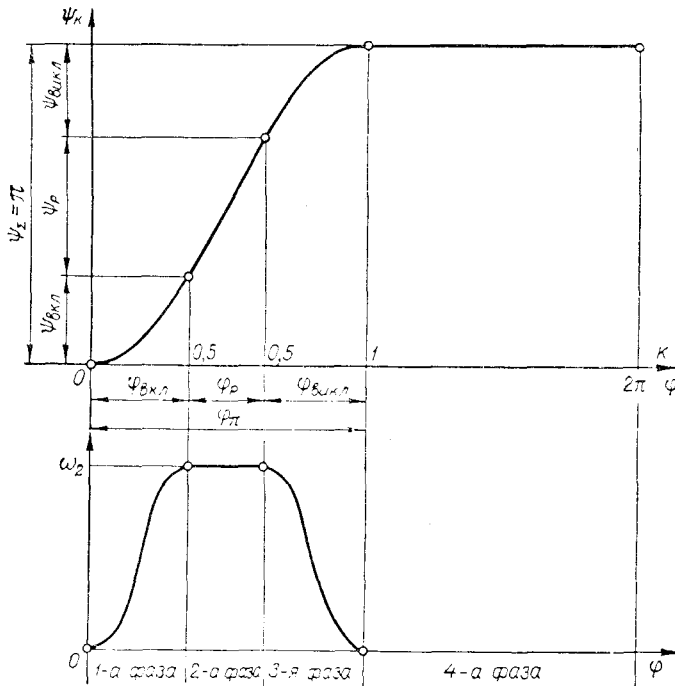


Рис. 2. Діаграми:  $\psi_{\kappa} = f(\varphi)$  — кутових переміщень,  $\omega_{2\kappa} = f'(\varphi)$  — кутових швидкостей коромисла.

Кут  $\varphi_{вкл}$  залежить від відносної тривалості руху скачкового вала за один цикл, що задається на підставі циклової діаграми:

$$\tau = \frac{\varphi_{\Sigma}}{2\pi} = \frac{\varphi_{вкл} + \varphi_p + \varphi_{вкл}}{2\pi}.$$

Поклавши  $\varphi_{вкл} = \varphi_{вкл}$  і враховуючи, що  $\varphi_p = \frac{\psi_p}{i} = \frac{\pi - 2\psi_{вкл}}{\pi i}$ , записуємо

$$\tau = \frac{\varphi_{вкл} i + 0,5\pi - \psi_{вкл}}{\pi i}. \quad (2)$$

Розв'язуючи рівняння (1) і (2) відносно  $i$ , одержуємо формулу:

$$i = \frac{\xi_0 (B - 1) + 0,5}{\tau}. \quad (3)$$

Кут  $\varphi_{вкл}$  з врахуванням (1) і (3) визначатиметься так:

$$\varphi_{вкл} = \frac{B \tau \xi_0 \pi}{\xi_0 (B-1) + 0,5}. \quad (4)$$

Динамічні параметри веденої ланки в період розгону виражаються такими формулами: кінетичних потужностей

$$N_{ін.1к} = \frac{d_k \Theta_k \psi_{вкл}^3}{2 \varphi_{вкл}^3} \cdot I_{пр} \omega_1^3,$$

$$N_{ін.2к} = \frac{d_k \psi_{вкл}^2}{2 \varphi_{вкл}^3} \cdot I_{пр} \omega_1^3;$$

де  $\Theta_k$  — параметр, що несе в собі коефіцієнт корисної дії кулачкового механізму ( $\eta_k$ ):

$$\text{в першій фазі розгону } \Theta_k = \frac{1}{\eta_k};$$

$$\text{в третій фазі вибігу } \Theta_k = \eta_k;$$

сумарних потужностей

$$N_{\Sigma 1к} = \frac{u_k \Theta_k \psi_{вкл}^3}{2 \varphi_{вкл}^3} \cdot I_{пр} \omega_1^3,$$

$$N_{\Sigma 2к} = \frac{u_k \psi_{вкл}^2}{2 \varphi_{вкл}^3} \cdot I_{пр} \omega_1^3,$$

де  $u_k = (p_k + c_k) b_k$  — інваріант подібності сумарної потужності;

кінетичних моментів

$$M_{ін.1к} = \frac{d_k \Theta_k \psi_{вкл}^3}{2 \varphi_{вкл}^3} \cdot I_{пр} \omega_1^2,$$

$$M_{ін.2к} = \frac{c_k \psi_{вкл}}{2 \varphi_{вкл}^2} \cdot I_{пр} \omega_1^2;$$

сумарних моментів

$$M_{\Sigma 1к} = \frac{u_k \Theta_k \psi_{вкл}^2}{2 \varphi_{вкл}^3} \cdot I_{пр} \omega_1^2,$$

$$M_{\Sigma 2к} = \frac{(p_k + c_k) \psi_{вкл}}{2 \varphi_{вкл}^2} \cdot I_{пр} \omega_1^2.$$

У формулах  $p_k$  — число Ньютона, яке визначається для даного випадку за формулою:

$$p_k = \frac{M_{пр}}{\frac{\psi_{вкл}}{2 \varphi_{вкл}^2} \cdot I_{пр} \omega_1^2},$$

де  $M_{пр}$  — приведений до скачкового вала момент від усіх статичних навантажень.

#### ВПЛИВ ЗАКОНУ РУХУ І КУТА ВМИКАННЯ НА ДИНАМІКУ МЕХАНІЗМУ

Як відомо, кожний закон руху має свої константи піків швидкостей, прискорень та кінетичної потужності  $B$ ,  $C$  і  $D$  — критерії якісної оцінки законів руху.

Про вплив цих констант на динаміку механізмів можемо судити по формулах потужностей і моментів.

**Константа  $B$**  при великих статичних навантаженнях і незначному кінетичному навантаженні прямо пропорціонально впливає на піки потужності.

**Константа  $C$**  прямо пропорціонально впливає на величину кінетичного моменту веденого валу.

**Константа  $D$**  прямо пропорціонально впливає на піки кінетичної потужності, а також на величину піка кінетичного моменту на ведучому валі.

Для того щоб виявити вплив параметра  $\xi_0$  на динамічні характеристики механізму, перетворимо формули кінетичних потужностей і моментів на валах механізму у функції від аргумента  $\xi_0$ , для чого замість кута  $\varphi_{вк.л}$  підставляємо його вираз з формули (4):

кінетичні потужності

$$N_{ин.1к} = \frac{d_{нр.к} \Theta_k}{\tau^3} \cdot I_{нр} \omega_1^3,$$

$$N_{ин.2к} = \frac{d_{нр.к}}{\tau^3} \cdot I_{нр} \omega_1^3;$$

кінетичні моменти

$$M_{ин.1к} = \frac{d_{нр.к} \Theta_k}{\tau^3} \cdot I_{нр} \omega_1^2,$$

$$M_{ин.2к} = \frac{c_{нр.к}}{\tau^2} \cdot I_{нр} \omega_1^2,$$

де  $c_{нр.к} = \frac{c_k [\xi_0 (B-1) + 0,5]^2}{2 \pi \xi_0 B^2}$  — комплексний інваріант подібності кутового прискорення;

$d_{нр.к} = \frac{d_k [\xi_0 (B-1) + 0,5]^3}{2 \pi \xi_0 B^3}$  — комплексний інваріант подібності кінетичної потужності.

Величини піків комплексних інваріантів подібності відповідно дорівнюють:

$$C_{нр} = (c_{нр.к})_{\max} = \frac{C [\xi_0 (B-1) + 0,5]^2}{2 \pi \xi_0 B^2}, \quad (5)$$

$$D_{нр} = (d_{нр.к})_{\max} = \frac{D [\xi_0 (B-1) + 0,5]^3}{2 \pi \xi_0 B^3}. \quad (6)$$

Аналізуючи формули (5) і (6), приходимо до висновку, що  $C_{нр}$  і  $D_{нр}$  залежать від закону руху і від параметру  $\xi_0$ . В таблиці наведені величини комплексних інваріантів  $C_{нр}$  і  $D_{нр}$  для деяких законів руху при різних  $\xi_0$ . Збільшення параметру  $\xi_0$  веде до пониження комплексних констант  $C_{нр}$  і  $D_{нр}$ , а отже, і піків кінетичних навантажень. Правда, для законів руху з константою  $B=2$  збільшення параметра  $\xi_0$  зменшує тільки  $C_{нр}$ , а величина  $D_{нр}$  навіть збільшується, що веде до погіршення динамічних характеристик ведучої ланки. Цю обставину слід враховувати при виборі величини відносного кута вмикання  $\xi_0$ .

При всіх інших умовах великий вплив на динаміку механізму має величина відносної тривалості оберту веденої ланки  $t$ : при збільшенні цього параметра піки як кінетичних, так і статичних навантажень на деталі механізму значно зменшуються.

Піки безрозмірних комплексних інваріантів  $C_{np}$  і  $D_{np}$

Закони руху				$\frac{C_{np}}{D_{np}}$			
Позначення	Константи			Параметр			
	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	0,1	0,2	0,3	0,4
$C_{80}$	1,111	13,97	8,25	4,58	2,47	1,78	1,34
				1,28	0,61	0,49	0,38
$C_{60}$	1,250	11,36	5,05	3,18	1,75	1,28	1,04
				0,60	0,34	0,27	0,22
KCOO!	1,423	5,69	3,73	1,15	0,68	0,52	0,42
				0,33	0,21	0,17	0,16
$C_{40}$	1,428	7,20	4,17	1,62	0,94	0,72	0,62
				0,37	0,23	0,19	0,17
KCO3	1,464	5,76	4,04	1,27	0,75	0,58	0,50
				0,33	0,21	0,18	0,17
KCO5	1,492	5,81	4,26	1,25	0,74	0,58	0,50
				0,34	0,22	0,18	0,17
OOOO!	1,500	6,00	3,46	1,28	0,79	0,68	0,55
				0,27	0,18	0,15	0,14
$C_{33}$	1,500	6,52	4,25	1,39	0,86	0,65	0,60
				0,33	0,22	0,18	0,17
0010!	1,525	5,08	3,65	1,06	0,64	0,50	0,44
				0,43	0,18	0,16	0,15
OP <sub>1,5</sub> !	1,555	5,19	3,78	1,52	0,64	0,47	0,43
				0,28	0,18	0,15	0,15
K!	1,571	4,94	3,88	0,99	0,60	0,48	0,42
				0,43	0,18	0,16	0,15
KC10	1,570	5,95	4,88	1,20	0,72	0,58	0,51
				0,35	0,24	0,20	0,20
0500	1,583	6,33	4,09	1,28	0,76	0,61	0,54
				0,28	0,19	0,17	0,16
OP <sub>2</sub> !	1,600	4,80	3,99	0,93	0,57	0,47	0,41
				0,27	0,18	0,16	0,16
0510	1,620	5,40	4,40	1,03	0,64	0,52	0,46
				0,29	0,20	0,18	0,17
$C_0$	2,000	6,28	8,15	0,90	0,61	0,53	0,51
				0,35	0,28	0,28	0,30
0540	2,000	4,44	8,40	0,64	0,43	0,38	0,36
				0,36	0,29	0,28	0,30
1030	2,000	5,00	8,75	0,72	0,49	0,42	0,40
				0,38	0,30	0,30	0,32
0050!	2,000	4,00	8,00	0,57	0,39	0,34	0,32
				0,34	0,27	0,27	0,29

Примітка: Знаком ! позначені закони, які викликають квазіудар на початку розгону і в кінці вибігу.

**ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ НЗК  
З КУЛАЧКОВИМ ВМИКАННЯМ**

Основною відмінністю двох видів механізму НЗК з кулачковим вмиканням — півобертowego і повнообертowego — є величина кута повороту веденої ланки за цикл. З метою виявлення впливу цього кута на динамічні навантаження механізмів приводимо останні до однакових умов, тобто приймаємо однаковими для обох механізмів величини  $t$  і  $\xi_0$ . Крім цього, до скачкового валу півобертowego механізму прикладаємо момент інерції мас вчетверо більший, ніж до скачкового валу повнообертowego механізму.

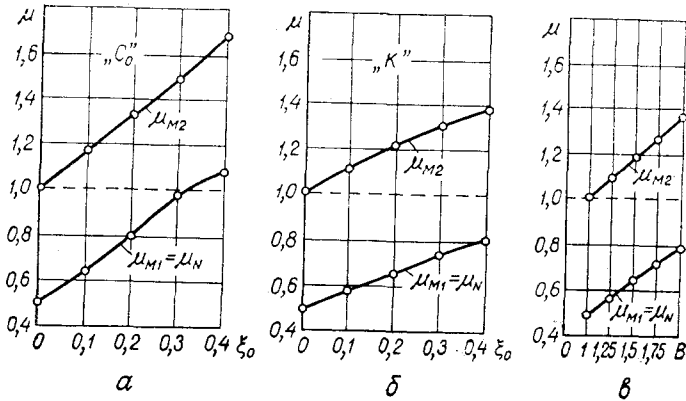


Рис. 3. Графіки порівняльних коефіцієнтів по кінетичних навантаженнях ( $\mu_{M1}$ —на ведучому валу,  $\mu_{M2}$ —на веденому валу) і кінетичній потужності ( $\mu_N$ ) для законів «C<sub>0</sub>» (а) і «K» (б) при різних  $\xi_0$  (а, б) і  $B$  (в).

Вводимо такі коефіцієнти порівняння по кінетичних навантаженнях на обох валах і кінетичної потужності:

$$\mu_{M1} = \frac{M_{ін.1 \max}}{M'_{ін.1 \max}}; \quad \mu_{M2} = \frac{M_{ін.2 \max}}{M'_{ін.2 \max}}; \quad \mu_N = \frac{N_{ін. \max}}{N'_{ін. \max}}, \quad (7)$$

де величини зі штрихами належать повнообертowому механізму.

Перетворимо формули (7) у функції від аргументів  $\xi_0$  і  $B$ :

$$\mu_{M1} = 4 \frac{D_{np}}{D'_{np}} = 4 \left[ \frac{\xi_0 (B-1) + 0,5}{\xi_0 (B-1) + 1} \right]^3 = \mu_N,$$

$$\mu_{M2} = 4 \frac{C_{np}}{C'_{np}} = 4 \left[ \frac{\xi_0 (B-1) + 0,5}{\xi_0 (B-1) + 1} \right]^2.$$

Залежності коефіцієнтів порівняння від параметру  $\xi_0$  для законів руху «C<sub>0</sub>» і «K» наведені на рис. 3а, б. Вплив закону руху на коефіцієнти порівняння можна бачити з рис. 3в.

Як видно з графіків, навантаження на ведучий вал півобертowego механізму зменшуються, зате збільшуються на веденому валі. Потужності, що циркулюють у кінематичних ланцюгах півобертowego механізму, знижуються.

Особливо ефективним є використання півобертowych механізмів при малих відносних величинах кута вмикання  $\xi_0$  і періодичних законах руху з низькими константами піків швидкостей  $B$ .



## АНАЛІЗ КУТІВ ТИСКУ ВИЗНАЧЕННЯ КУТА $\psi_0$ І ВІДНОСНОГО ПАРАМЕТРА $\beta$

Формула для визначення миттєвих значень кутів тиску буде такою (5):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\beta \left(1 + b_k \frac{i}{B}\right) - \cos(\psi_0 + 2\psi_{вкл} \alpha_k)}{\sin(\psi_0 + 2\psi_{вкл} \alpha_k)}.$$

Як показує аналіз цієї формули, екстремальні величини кутів тиску мають місце на початку розгону (при  $k=0$ ) — кут  $\alpha_0$  і в кінці його (при  $k=0,5$ ) — кут  $\alpha_M$ . Використовуючи цю обставину, визначаємо максимальні величини кутів тиску: на початку розгону

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\beta - \cos \psi_0}{\sin \psi_0}; \quad (8)$$

в кінці розгону

$$\operatorname{tg} \alpha_M = \frac{\beta(1+i) - \cos(\psi_0 + \psi_{вкл})}{\sin(\psi_0 + \psi_{вкл})}, \quad (9)$$

де  $\beta = \frac{l_p}{A}$ .

Слід зауважити, що  $\alpha_0$  завжди буде зі знаком мінус, бо позитивне значення кута тиску приймається як таке, коли вектор лінійної швидкості ролика штовхача буде відхилений від нормалі в сторону, протилежну напрямку кутової швидкості кулачка.

Розв'язуючи рівняння (8) і (9) відносно  $\psi_0$  і  $\beta$ , одержуємо формули для визначення кута  $\psi_0$ :

$$\operatorname{tg} \psi_0 = \frac{(1+i) \cos \alpha_M - \cos(\alpha_M - \psi_{вкл})}{-(1+i) \operatorname{tg} \alpha_0 \cos \alpha_M + \sin(\alpha_M - \psi_{вкл})} \quad (10)$$

і відносної довжини коромисла

$$\beta = \operatorname{tg} \alpha_0 \sin \psi_0 + \cos \psi_0. \quad (11)$$

## МЕТОД РОЗРАХУНКУ ПІВОБЕРТОВИХ МЕХАНІЗМІВ НЗК З КУЛАЧКОВИМ ВМИКАННЯМ

В залежності від вимог до конструкції механізму цього типу вибираємо одну із різновидностей механізму — із внутрішнім чи зовнішнім розташуванням кулачкових механізмів відносно опор. Вибираємо закон руху [1] і приймаємо величину відносного кута вмикання: для внутрішнього кулачкового механізму  $\xi_0=0,2$ , для зовнішнього кулачкового механізму  $\xi_0=0,4$ .

Використовуючи таблицю 1 і формули для моментів на валах механізму, вичисляємо максимальні величини навантажень на валах. Ці навантаження і будуть розрахунковими для зубчастої пари секторів (піки крутильних моментів через пружні коливання, які не встигають затухнути, передаються зубчастій парі). Якщо ж пара навантажена значним статичним моментом, то він і буде розрахунковим для цього випадку.

Для визначення передатного відношення використовуємо формулу (3).

При розрахунку зубчастого зачеплення визначаються: міжцентрова віддаль  $A$ , модуль зачеплення  $m$ , ширина зубчастих секторів  $B_c$ . Згідно з розрахунковими даними підбираємо орієнтовну кількість зуб'ів на обох зубчастих колесах  $z_1$  і  $z_2$ , після чого уточнюємо міжцентрову віддаль і передатне відношення:

$$A = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad \text{та} \quad i = \frac{z_1}{z_2}.$$

Фактичну кількість зуб'їв на секторах визначаємо за формулами:

$$z_{2H} = z_2 \left( 1 - \frac{\psi_{вкл} + \nu_0}{\pi} \right) + 1;$$

$$z_{1H} = z_{2H} - 1,$$

де  $\nu_0$  — величина кута (в рад.) розташування першого зуба веденого сектора на початку зачеплення (рис. 4):

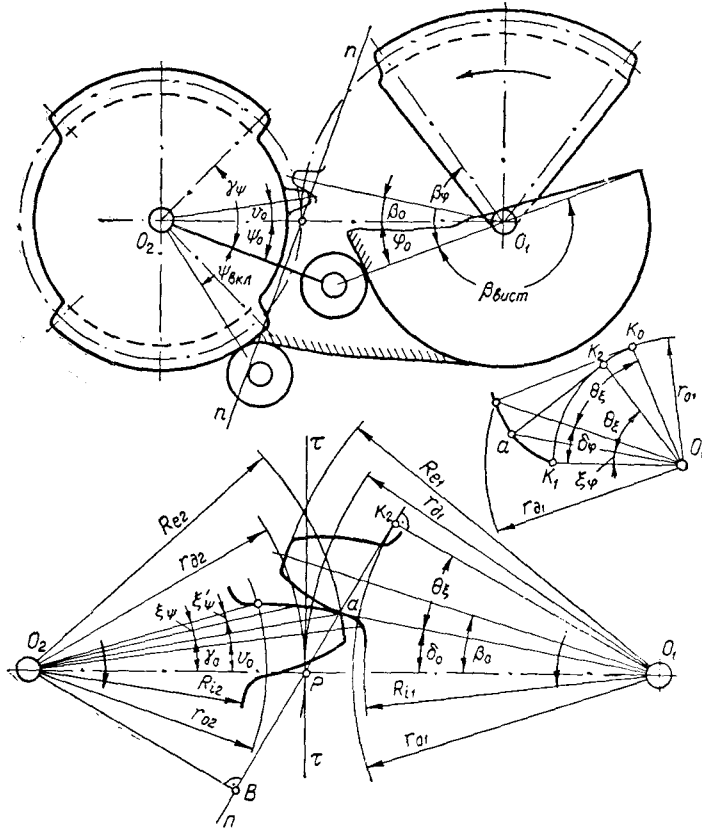


Рис. 4. Розрахункові схеми механізму НЗК для визначення кількості зуб'їв на секторах і відносного розташування деталей.

$$\nu_0 = \gamma_0 + \bar{\xi}_\psi - \bar{\xi}'_\psi - \frac{\gamma_{од}}{4}.$$

Кут  $\gamma_0$  визначається із  $\Delta PaO_2$ :

$$\gamma_0 = \arcsin \frac{\overline{Pa} \cos \alpha_3}{R_{e2}},$$

а відрізок  $Pa$  визначаємо із  $\Delta bO_2a$  і  $\Delta bO_2P$ :

$$\overline{Pa} = \overline{ba} - \overline{bP} = \sqrt{R_{e2}^2 - r_{02}^2} - r_{02} \sin \alpha_3.$$

Кути  $\bar{\xi}_\psi$  і  $\bar{\xi}'_\psi$  визначаються за формулами:

$$\bar{\xi}_\psi = \operatorname{inv} \arctg \sqrt{\left( \frac{R_{e2}}{r_{02}} \right)^2 - 1},$$

$$\xi_{\psi}' = \text{inv } \alpha_3 = \text{tg } \alpha_3 - \alpha_3,$$

$$\gamma_{od} = \frac{360^\circ}{z_2}.$$

Визначивши  $z_{2н}$ , заокруглюємо одержане дробове число до меншого цілого, після чого визначаємо величину додаткового кута рівномірного руху коромисла від кулачкового механізму:

$$\psi_p' = \frac{\gamma_{od}}{2} \left( \frac{z_2}{2} - z_{2н}' + 1 \right) - (\psi_{вкл} + \nu_0).$$

Ведене зубчасте колесо має два симетрично розташованих сектори по  $z_{2н}$  зуб'їв кожний (рис. 4).

Кут відносного розташування визначаємо за формулою:

$$\beta_{\varphi} = \varphi_{вкл} + \beta_0 + \varphi_p' + \varphi_0,$$

де  $\varphi_p' = \frac{\psi_p'}{i}$ ;

$$\varphi_0 = \text{arc sin } \frac{\beta \sin \psi_0}{\sqrt{1 + \beta^2 - 2\beta \cos \psi_0}}.$$

Кут  $\beta_0$  визначається з рівності (рис. 4):

$$\beta_0 = \delta_0 - \xi_{\varphi} + \delta_{\varphi} + \frac{1}{4} \frac{360^\circ}{z_1},$$

де  $\delta_0 = \text{arc sin } \frac{Pa \cos \alpha_3}{O_1a}$ ;

$$\overline{O_1a} = \sqrt{A^2 + R_{e2}^2 - 2AR_{e2} \cos \gamma_0};$$

$$\xi_{\varphi} = \text{inv arc tg } \sqrt{\left(\frac{O_1a}{r_{o1}}\right)^2 - 1};$$

$$\delta_{\varphi} = \text{inv } \alpha_3 = \xi_{\psi}'.$$

Кут, який стягує ділянку рівнорадіусного профілю кулачка:

$$\beta_{вист} = 360^\circ (1 - \tau).$$

Кут відносного розташування коромисла вмикання і зуба, який першим входить в зачеплення, визначається за формулою

$$\gamma_{\psi} = \psi_{вкл} + \psi_p' + \nu_0 + \psi_0.$$

Геометричні параметри коромислового штовхача знаходимо за відомою методикою [1]. Довжина коромисла визначається за формулою  $l_p = \beta A$ .

При розрахунку механізмів із внутрішнім розташуванням кулачків треба мати на увазі, що на збільшення кута розгону  $\psi_{вкл}$  накладається умова сусідства найбільшого радіуса-вектора дійсного профілю кулачка  $[R]$  і тіла скачкового вала. Допустима величина  $[\psi_{вкл}]_{вн}$  визначається за такою формулою:

$$[\psi_{вкл}]_{вн} \approx \text{arc cos } \frac{4A^2 + l_p^2 - (2[R] + D_{пол})^2}{2l_p A} - \psi_0.$$

При розрахунку механізмів із зовнішнім розташуванням кулачків згадана вище умова сусідства відпадає і вступає в силу обмежуюча ріст кута  $[\psi_{вкл}]_{зовн}$  умова віддалення механізму від можливості заклиннення. Із врахуванням цієї умови допустимий кут  $[\psi_{вкл}]_{зовн}$  визначатиметься за формулою:

$$[\psi_{вкл}]_{зовн} = 90^\circ + [\alpha] + \psi_0 - \text{arc sin } [\beta(1+i) \cos [\alpha]].$$

Координатний розрахунок еквідистантної кривої кулачків проводиться згідно з [1].

Слід зауважити, що при зовнішньому розташуванні кулачків, останні бажано виконувати пазовими, при внутрішньому розташуванні кулачків це не вигідно, бо веде до зменшення допустимої величини  $[R]$ , а отже, і кута вмикання.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов, изд. «Книга», М., 1965.
2. И. И. Артоболевский. Теория механизмов, изд. «Наука», М., 1965.
3. Г. А. Ротбарт. Кулачковые механизмы, Судпромгиз, М., 1960.
4. К. А. Амирян. Некоторые вопросы проектирования зубчатых механизмов прерывистого движения, Теория передач в машинах, Труды третьего совещания по основным проблемам теории машин и механизмов, Машгиз, М., 1963.
5. С. Г. Стельмашук. Механіка неповнозубих коліс із зовнішнім кулачковим вмиканням, зб. «Поліграфія і видавнича справа», вип. 2, вид. Львівського ун-ту, Львів, 1966.

S. G. STELMASHCHUK

#### THE QUESTIONS OF SYNTHESIS OF SPECIAL MECHANISMS OF NON-OVERALL WHEELS WITH A CAM GEARING

##### Summary

This article deals with the mechanisms of non-overall teeth wheels with a cam gearing and a semi-revolution driving shaft.

The analysis and the method of their calculation is given.

