

УДК 62.01

*С. Г. Стельмащук*

*Українська академія друкарства*

**КІНЕТОСТАТИКА ПРОГРАМНИХ РОЗВАНТАЖУВАЧІВ  
ЦИКЛОВИХ МЕХАНІЗМІВ НЕПОВНОЗУБИХ КОЛІС  
З УРАХУВАННЯМ ДИСИПАТИВНИХ СИЛ**

*Наводяться результати кінетостатичного дослідження програмного розвантажувача циклового механізму неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням з урахуванням сил тертя в кінематичних парах.*

*Програмний розвантажувач, цикловий механізм, сила тертя, кінематичні пари*

Для оптимального синтезу механізмів періодичного повороту, одним з яких є механізм неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням (НЗК КВ) і програмним розвантажувачем, доволі важливим є дослідження кінетостатики цих механізмів, особливо з урахуванням дисипативних сил, якими є сили і моменти тертя в кінематичних парах.

Як показали аналітичні дослідження [1], коефіцієнт корисної дії механічної системи, де використовуються програмні розвантажувачі циклових механізмів (ПРЦМ), суттєво впливає на ефект зрівноважування. З цієї точки зору визначення впливу енергетичних затрат на тертя в кінематичних парах на силові характеристики даної механічної системи має велике значення.

Як відомо, величини реакцій у шарнірах моментів на кулачковому валу, а також миттєвих коефіцієнтів корисної дії (к.к.д.) ПРЦМ залежать від структури механізму, умов тертя і позиції коромисел. При однакових позиціях механізму к.к.д. залежать також від напрямку передачі потоку енергії: або від пружини-акумулятора до веденої маси (фаза розгону для виконавчого механізму НЗК КВ), або від веденої маси до пружини-акумулятора (фаза вибігу для НЗК КВ).

Дослідження, результати яких подані в цій статті, проведені із застосуванням теорії подібності, яка для механічних систем запроваджена проф. Тіром К. В. [3]. Перевага цього методу полягає в тому, що тут розглядається велика множина подібних механізмів, які в конкретних випадках відрізняються між собою величинами швидкісних режимів, інерційними навантаженнями і геометричними розмірами. Перехід від інваріантних розрахунків до реальних систем полягає в перемноженні відповідних інваріантів на вибрані модулі, які несуть в собі інформацію про задані висхідні дані.

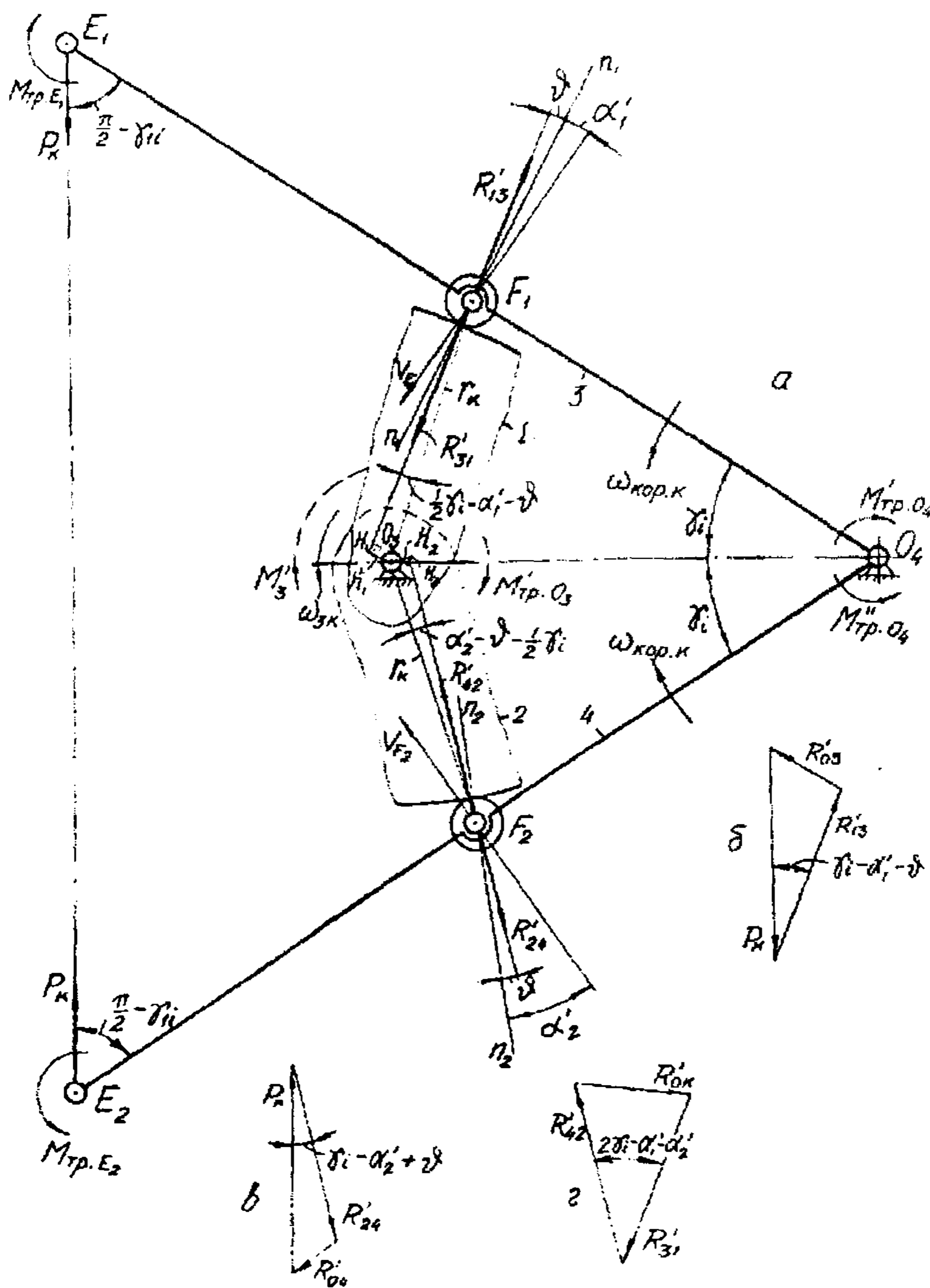


Рис. 1. Розрахункова схема — фаза розгону

Фаза розгону (рис. 1). Визначимо спочатку величини реакцій кулачків 1 : 2 на коромисла 3 і 4. На коромисло 3 в шарнірі Е діє зусилля  $P_k$ , поточна величина якого дорівнює:

$$P_{\max} = (1 + \psi_1) \cdot S_{ур} \cdot c,$$

де  $P_k = \frac{1 + \psi_1 - S_{ку}}{1 + \psi_1} \cdot [P_{\max}]$  — максимальне зусилля пружини.

У кінематичній парі  $F_1$  виникає реакція  $R'_{13}$ , а в опорі  $O_4$  —  $R'_{03}$ . Реакція  $R'_{13}$  відхилена від нормалі  $(n_1 - n_1)$  на кут тертя  $\upsilon$  в сторону, яка зменшує її плече відносно опори  $O_3$  кулачка. У шарнірі  $E_1$  виникає момент тертя  $M'_{тр.E_1}$ , а в опорі  $O_4$  — момент тертя  $M'_{тр.O_4}$ .

Для спрощення розрахунків приймаємо  $l_{E_1O_4} = 2 \cdot l_{F_1O_4} = 2 \cdot l_{P_2}$ .

Припустивши, що  $M'_{тр. O_4} = 0$  і враховуючи, що  $M'_{тр. E_1} = P_K \cdot f_E \cdot r_E$ , знаходимо величину реакції з умови рівноваги коромисла 3:

$$R'_{13} = \frac{2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos \gamma_{1i} - f_E r_{EO}}{\lambda_2 \cdot \cos(\alpha'_1 + \vartheta)} \cdot P_K,$$

де  $\gamma_{1i} = \arcsin \frac{L_{mo} - S_{ку}}{4 \cdot \lambda_2}$  — кут відхилення  $E_1-O_4$  від осьової лінії  $O_3O_4$ ;

$f_E$  — коефіцієнт тертя в шарнірі  $E_1$ ;  $r_{EO} = \frac{r_E}{S_{ур}}$  — відносний радіус тертя шарніру

$E_1$ ;  $\alpha'_1$  — кут тиску, який визначається за формулою, наведеною в [3], зі знаком мінус при першому члені чисельника.

З плану сил для коромисла 3 (рис. 1, б) знаходимо величину реакції  $R'_{O3}$ :

$$R'_{O3} = R'_{O3и} \cdot [P_{\max}],$$

$$\text{де } R'_{O3и} = \frac{1 + \psi_1 - S_{ку}}{1 + \psi_1}.$$

$$\sqrt{1 + \left( \frac{2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos \gamma_{1i} - f_E \cdot r_{EO}}{\lambda_2 \cdot \cos(\alpha'_1 + \vartheta)} \right)^2} - 2 \frac{2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos \gamma_{1i} - f_E \cdot r_{EO}}{\lambda_2 \cdot \cos(\alpha'_1 + \vartheta)} \cdot \cos(\gamma_1 - \alpha'_1 - \vartheta)$$

— інваріант подібності реакції  $R'_{O3}$ ;  $\gamma_i = \gamma_n + \gamma_m(1 - a_{ку})$  — кут відхилення коромислового штовхача  $F_1O_4$  від осьової лінії  $O_3O_4$ .

З урахуванням моменту тертя в опорі  $O_4$  величина реакції  $R'_{13}$  дорівнює:

$$R'_{13} = R'_{13и} \cdot [P_{\max}],$$

$$\text{де } R'_{13и} = \frac{\left( \frac{1 + \psi_1 - S_{ку}}{1 + \psi_1} \right) \cdot (2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos \gamma_{1i} - f_E \cdot r_{EO}) + f_{04} \cdot r_{040} \cdot R'_{O3и}}{\lambda_2 \cdot \cos(\alpha'_1 + \nu)}$$
 — інваріант

подібності реакції  $R'_{13}$ ;  $f_{04}$  — коефіцієнт тертя в опорі  $O_4$ ;  $r_{040} = \frac{r_{O_4}}{S_{ур}}$  — відносний радіус тертя в опорі  $O_4$ .

Аналогічно визначається реакція кулачка 2 на коромисло 4 (рис. 1, в):

$$R'_{24} = R'_{24и} \cdot [P_{\max}],$$

$$R'_{24} = R'_{24и} \cdot [P_{\max}],$$

$$\text{де } R'_{24и} = \frac{\left( \frac{1 + \psi_1 - S_{ку}}{1 + \psi_1} \right) \cdot (2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos \gamma_{1i} - f_E \cdot r_{EO}) + f_{04} \cdot r_{040} \cdot R'_{O4и}}{\lambda_2 \cdot \cos(\alpha'_2 + \nu)}$$

— інваріант подібності реакції  $R'_{2\psi}$ :

$$R'_{2\psi} = \frac{1 + \psi_1 - S_{ку}}{1 + \psi_1}.$$

$$1 + \left[ \frac{2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos \gamma_{1i} - f_E \cdot r_{EO}}{\lambda_2 \cdot \cos(\alpha'_2 + \nu)} \right]^2 - 2 \frac{2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos \gamma_{1i} - f_E \cdot r_{EO}}{\lambda_2 \cdot \cos(\alpha'_2 + \nu)} \cdot \cos(\gamma_i - \alpha'_2 + \nu)$$

— інваріант подібності реакції  $R'_{\psi}$ ;  $\alpha'_2$  — кут тиску, який визначається за відповідною формулою [2] зі знаком (+) при першому члені чисельника.

Крутний момент, який передається від штовхача до кулачкового валу ПРЦМ, знаходимо з умови рівноваги кулачка:

$$M'_3 = R'_{31} \cdot h'_1 + R'_{42} \cdot h'_2 - M'_{трO_3},$$

де  $R'_{31}$  і  $R'_{42}$  — реакції коромислових штовхачів 3 і 4 на кулачки 1 і 2, які рівні за величиною, але протилежні за знаком реакціям відповідно  $R'_{13}$  і  $R'_{24}$ ;  $h'_1$  і

$h'_2$  — плечі реакцій  $R'_{31}$  і  $R'_{42}$ ;  $M'_{трO_3} = R'_{ок} \cdot r_{O_3} \cdot f_{O_3}$  — момент тертя в опорі  $O_3$

$R'_{ок}$  — сумарна реакція в опорі  $O_3$ , яку знаходимо з плану сил для кулачків 1, 2 (рис. 1, г):

$$R'_{ок} = R'_{окu} \cdot [P_{max}],$$

$$R'_{окu} = \sqrt{R'^2_{13u} + R'^2_{24u} - 2 \cdot R'_{13u} \cdot R'_{24u} \cdot \cos(2 \cdot \gamma_i - \alpha'_1 - \alpha'_2)}$$

— інваріант подібності реакції  $R'_{ок}$ .

Плечі  $h'_1$  і  $h'_2$  визначаються з трикутників  $O_3H_1F_1$  і  $O_3H_2F_2$  (з урахуван-

ням прийнятого ( $l_{O_3O_4} = l_{O_4F_1} = l_{O_4F_2} = l_{P_2}$ ).

$$h'_1 = 2 \cdot l_{P_2} \cdot \sin \frac{\gamma_i}{2} \cdot \sin(\frac{\gamma_i}{2} - \alpha'_1 - \nu);$$

$$h'_2 = 2 \cdot l_{P_2} \cdot \sin \frac{\gamma_i}{2} \cdot \sin(\alpha'_2 - \nu - \frac{\gamma_i}{2}).$$

У результаті крутний момент  $M'_3$  визначається за формулою:

$$M'_3 = M'_{3u} \cdot [P_{max} \cdot S_{yp}],$$

$$M'_{3u} = 2 \lambda_2 R'_{13u} \sin \frac{\gamma_i}{2} \cdot \sin(\frac{\gamma_i}{2} - \alpha'_1 - \nu) +$$

$$- 2 \lambda_2 R'_{24u} \sin \frac{\gamma_i}{2} \cdot \sin(\alpha'_2 - \nu - \frac{\gamma_i}{2}) - R'_{окu} r_{O_3} f_{O_3}$$

— інваріант подібності моменту  $M'_3$ ;  $f_{O_3}$  — коефіцієнт тертя в опорі  $O_3$ ;

$$S_{yp} = \frac{r_{O_3}}{S_{yp}} \text{ — відносний радіус тертя опори } O_3.$$

Миттєвий к.к.д. механізму знаходимо, як відношення моментів:

$$\eta_k = \frac{M'_3}{M'_{3ид}} = \frac{M'_{3u}}{M'_{3ид}}$$

де  $M'_{зид}$  — інваріант подібності крутного моменту, який передається від штовхачів до кулачкового валу ПРЦМ у разі відсутності тертя в опорах  $O_3$  і  $O_4$ , шарнірах  $E_1$  і  $E_2$ , а також у вищих кінематичних парах 1–3 і 2–4. Формула для визначення цього моменту після певних математичних перетворень виглядатиме так:

$$M'_{зид} = \frac{M'_{зид}}{[P_{max} \cdot S_{yp}]} = 2 \cdot \lambda_2 \cdot \left( \frac{1 + \psi_1 - S_{ку}}{1 + \psi_1} \right) \cdot \cos \gamma_{1i} \cdot \sin \gamma_i \cdot (tg \alpha'_2 - tg \alpha'_1).$$

Фаза вибігу (рис. 2). Виконавши математичні операції, аналогічні до фази розгону, знаходимо формули для визначення відповідних інваріантів подібності реакцій, моментів і миттєвих к.к.д. ПРЦМ на фазі вибігу:

$$R''_{O3u} = \frac{R''_{O3}}{[P_{max}]} = \frac{1 + \psi_1 - S_{ку}}{1 + \psi_1} \cdot \sqrt{1 + \left[ \frac{2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos \gamma_{1i} - f_E \cdot r_{E0}}{\lambda_2 \cdot \cos(\alpha'_1 + \vartheta)} \right]^2 - 2 \frac{2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos \gamma_{1i} - f_E \cdot r_{E0}}{\lambda_2 \cdot \cos(\alpha'_1 + \vartheta)} \cdot \cos(\gamma_i - \alpha''_1 + \vartheta)}$$

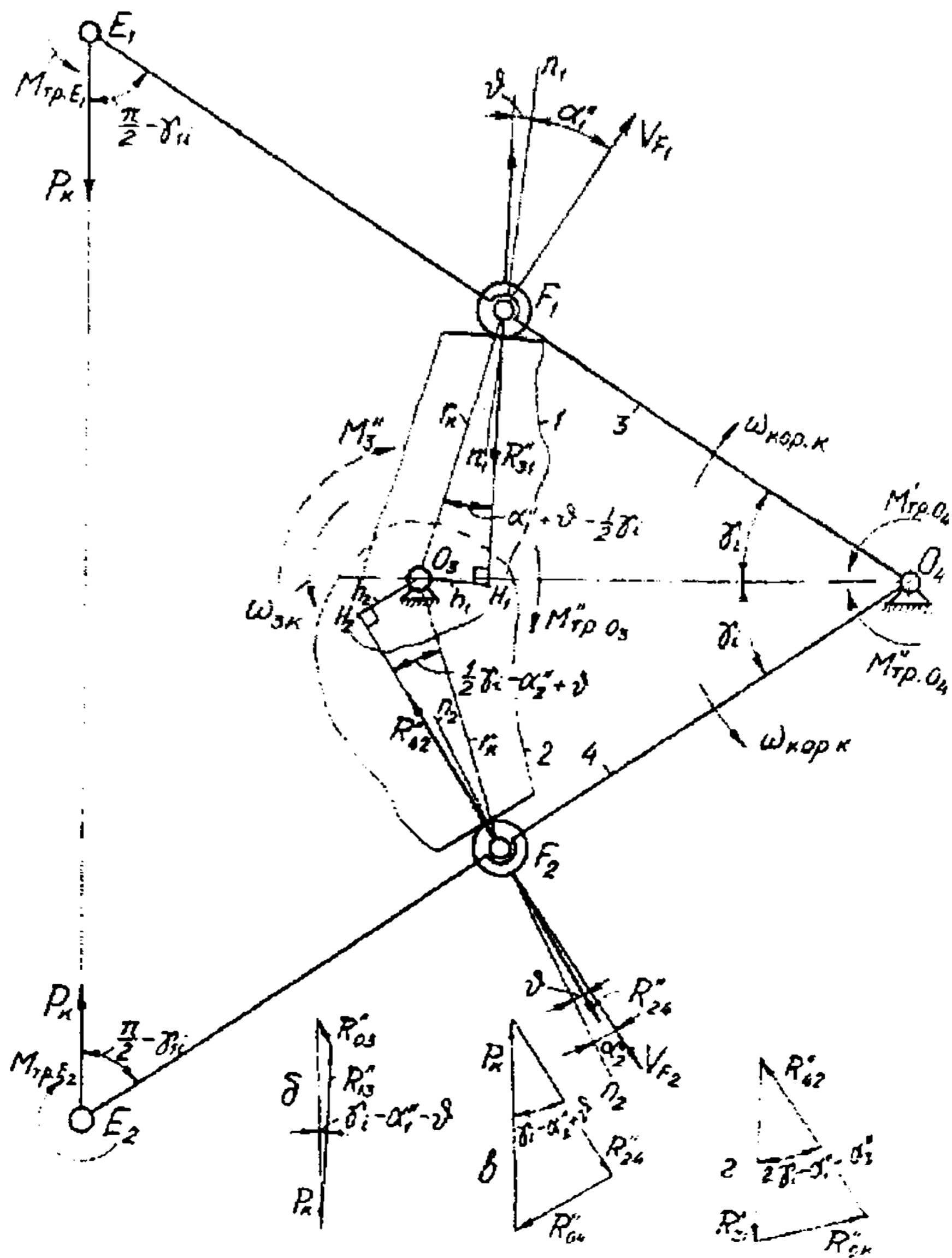


Рис. 2. Розрахункова схема — фаза вибігу

$$R_{13u}'' = \frac{R_{o3}''}{[P_{\max}]} = \frac{\frac{1 + \psi_1 - S_{ку}}{1 + \psi_1} \cdot (2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos \gamma_{1i} - f_E \cdot r_{EO}) + f_{o4} \cdot r_{o4o} \cdot R_{o3u}''}{\lambda_2 \cdot \cos(\alpha_1'' + \vartheta)};$$

$$R_{o4u}'' = \frac{R_{o4}''}{[P_{\max}]} = \frac{1 + \psi_1 - S_{ку}}{1 + \psi_1}.$$

$$\sqrt{1 + \left[ \frac{2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos \gamma_{1i} - f_E \cdot r_{EO}}{\lambda_2 \cdot \cos(\alpha_1'' + \vartheta)} \right]^2 - 2 \frac{2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos \gamma_{1i} - f_E \cdot r_{EO}}{\lambda_2 \cdot \cos(\alpha_1'' + \vartheta)} \cdot \cos(\gamma_i - \alpha_1'' + \vartheta)}$$

$$R_{24u}'' = \frac{R_{24}''}{[P_{\max}]} = \frac{\frac{1 + \psi_1 - S_{ку}}{1 + \psi_1} \cdot (2 \cdot \lambda_2 \cdot \cos \gamma_{1i} - f_E \cdot r_{EO}) + f_{o4} \cdot r_{o4o} \cdot R_{o4u}''}{\lambda_2 \cdot \cos(\alpha_1'' + \vartheta)};$$

$$R_{OKu}'' = \frac{R_{OK}''}{[P_{\max}]} = \sqrt{R_{13u}''^2 + R_{24u}''^2 - 2 \cdot R_{13u}'' \cdot R_{24u}'' \cdot \cos(2 \cdot \gamma_1 - \alpha_1'' - \alpha_2'')};$$

$$M_{3u}'' = \frac{M_3''}{[P_{\max} \cdot S_{yp}]} = 2 \cdot \lambda_2 \cdot R_{13u}'' \cdot \sin \frac{\gamma_i}{2} \cdot \sin(\alpha_1'' + \nu - \frac{\gamma_i}{2}) +$$

$$+ 2 \cdot \lambda_2 \cdot R_{24u}'' \cdot \sin \frac{\gamma_i}{2} \cdot \sin(\frac{\gamma_i}{2} - \alpha'' + \nu) + R_{OKu}'' \cdot f_{o3} \cdot r_{o3o};$$

$$M_{3u \text{ уд.}}'' = M'_{3u \text{ уд.}}; \eta_k'' = \frac{M_{3u \text{ уд.}}''}{M_{3u}''},$$

де  $\alpha_1''$ , і  $\alpha_2''$  — кути тиску, які визначаються за відповідною формулою [2] зі знаком при першому члені чисельника: (+) для  $\alpha_1''$ , і (-) — для  $\alpha_2''$ .

У результаті детального кінетостатичного аналізу і проведених на ЕВЦМ обчислень можна дійти висновку, що:

зі збільшенням  $r_{отк}$  зростають і величини інваріантів реакцій, але мало змінюються інваріанти моментів;

зі зменшенням відносної довжини коромисла  $\lambda_2$  інваріанти реакцій збільшуються, а інваріанти моментів залишаються незмінними;

зі збільшенням кута вмикання зубчастих секторів НЗК  $\psi_{\text{вкл}}$  інваріанти реакцій змінюються дуже мало, але зменшуються інваріанти моментів;

для півоборотних НЗК КВ ( $i_1=2$ ), як інваріанти реакцій, так і інваріанти моментів за величиною значно нижчі, ніж для повнооберткових НЗК КВ ( $i_1=1$ ), що свідчить на користь перших;



з погіршенням умов тертя збільшуються інваріанти реакцій, але зменшуються інваріанти моментів на фазі розрядки (фаза розгону НЗК) і збільшуються на фазі зарядки (фаза вибігу НЗК);

відносні радіуси тертя в шарнірах ( $r_{O_3O}$ ,  $r_{E_0}$ ,  $r_{E_3O}$ ) фактично не впливають на величини інваріантів і моментів.

Таким чином, кращими з силової точки зору є півобертові схеми НЗК КВ + ПРЦМ з більшими значеннями  $\psi_{вкл}$  і невеликими значеннями  $r_{отн}$  і  $\lambda_2$ .

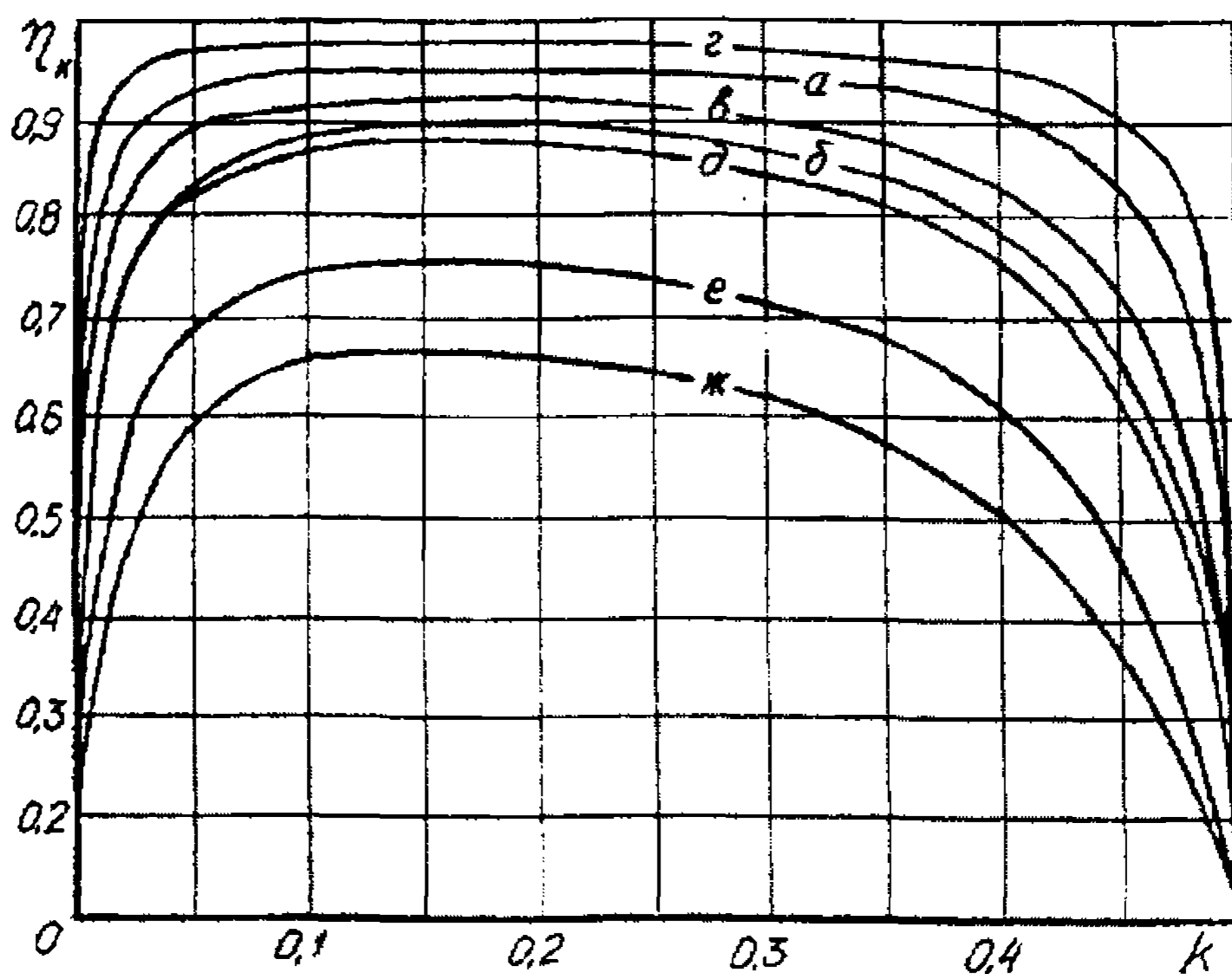


Рис. 3. Графіки миттєвих к.к.д.:

- а)  $r_{отн} = 0,55$ ;  $\psi_{вкл} = 0,21\pi$ ;  $i_1 = 2$ ;  $u = f = 0,01$ ;  
 те ж, але: б)  $r_{отн} = 0,55$ ; в)  $\psi_{вкл} = 0,4\pi$ ; г)  $i_1 = 1$ ;  
 д)  $u = f = 0,05$ ; е)  $u = f = 0,10$ ; ж)  $u = f = 0,15$

Графіки коефіцієнтів корисної дії ПРЦМ на фазі зарядки подані на рис. 3 при варіюванні  $r_{отн}$ ,  $\psi_{вкл}$ ,  $i_1$ ,  $u$  і  $f$ . Як видно з цих графіків, к.к.д. суттєво підвищуються з поліпшенням умов тертя в кінематичних парах ПРЦМ і зменшенням величини  $r_{отн}$ ; збільшення  $\psi_{вкл}$  дуже мало знижує к.к.д. Для повнооберткових НЗК КВ ( $i_1 = 1$ ) к.к.д. ПРЦМ трохи вищі порівняно з півобертковими ( $i_1 = 2$ ).

Отже, з енергетичної точки зору слід застосовувати ПРЦМ з невеликим параметром  $r_{отн}$  і низькими значеннями коефіцієнтів тертя в кінематичних парах.

1. Стельмащук С. Г. Аналіз ефективності зрівноважування надлишкових сил в механізмах неповнозубих коліс / С. Г. Стельмащук // Наукові записки. — 2009. — № 2. — с. 35–40.
2. Стельмащук С. Г. Визначення початкового радіуса кулачка програмного розвантажувача неповнозубих коліс / С. Г. Стельмащук // Наукові записки. — 2006. — № 6. — с. 24–26.
3. Тир К. В. Механика полиграфических машин: учеб. / К. В. Тир. — М., 1965.

## КИНЕТОСТАТИКА ПРОГРАММНЫХ РАЗГРУЖАТЕЛЕЙ ЦИКЛИЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ НЕПОВНОЗУБИХ КОЛЕС С УЧЕТОМ ДИССИПАТИВНЫХ СИЛ

*Приводятся результаты кинестатического исследования программного разгрузителя циклического механизма неповнозубих колес с кулачковым включением с учетом сил трения в кинематических парах.*

## KINETOSTATICS OF PROGRAMMATIC RAZGRUZHATELEY OF CYCLIC MECHANISMS OF NEPOVNOZUBIKH OF WHEELS TAKING INTO ACCOUNT DISIPATIVNIKH OF FORCES

*The results of kinetostatics research of programmed cyclic mechanism unloader of complete-cogged tooth gears supplied with cam input and including friction forces in kinematics pairs have been offered in this article.*

*Стаття надійшла 03.03.11*

УДК 681.536

*В. О. Лаптев*

*Українська академія друкарства*

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЗРІВНОВАЖУЮЧОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ (ЗКМ) З ПОРШНЕВИМ НАВАНТАЖУВАЧЕМ ОСНАЩЕНИМ МІКРОКОНТРОЛЕРНОЮ СИСТЕМОЮ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТИСКУ (САР) В ПНЕВМОЦИЛІНДРІ

*Побудована модель мікроконтролерної системи автоматичного регулювання тиску в пневмоциліндрі ЗКМ з поршнеvim навантажувачем та проведено її дослідження в середовищі Mathlab-Simulink. Проаналізовано роботу системи на різних режимах роботи машини та подані рекомендації з підвищення ефективності САР.*

*Зрівноважуючий кулачковий механізм, пневмоциліндр, середовище Mathlab-Simulink, мікроконтролерна система*

Зрівноважуючи кулачкові механізми з пневматичними навантажувачами, в яких можна автоматично регулювати тиск повітря (енергоємність) залежно від швидкісного режиму роботи машини-автомата й умов навантаження залишаються найперспективнішими пристроями програмного зрівноваження надлишкових навантажень [4].

Перевага зрівноважуючих кулачкових механізмів полягає в тому, що з їх допомогою можна зрівноважувати надлишкові навантаження будь-якого циклового механізму незалежно від довготривалості і характеру навантаження під час робочого і холостого ходів. Більшість машин-автоматів мають широкий