

УДК 531.1+531.8+621.837.7:621.926.9+621.928.2

DOI 10.52928/2070-1616-2025-52-2-8-17

**АГЛЯД АНАЛІТЫЧНЫХ МЕТАДАЎ КІНЕМАТЫЧНАГА АНАЛІЗУ
ПРЫВАДНОГА МЕХАНІЗМА ЛАНЦУЖНАГА АГРЭГАТА**

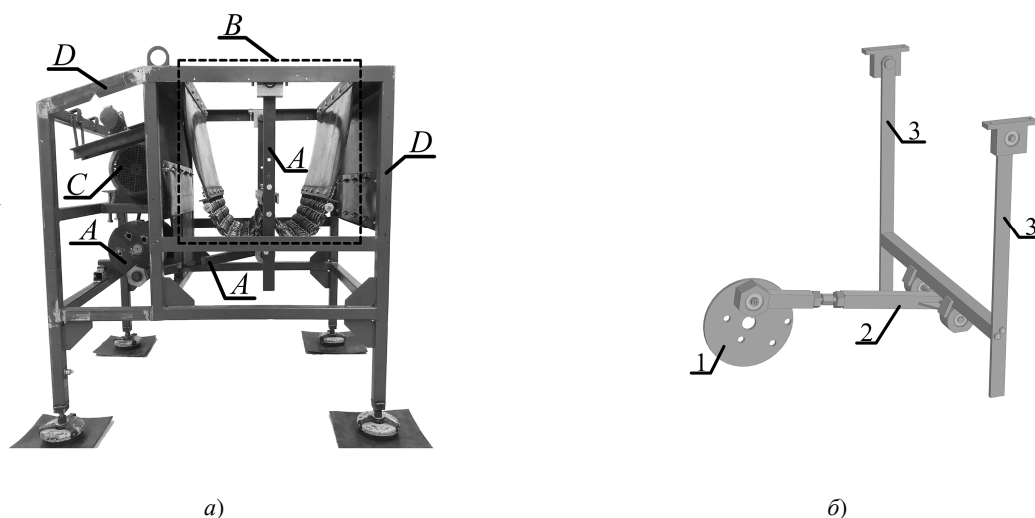
У.А. ПАТАПАЎ, канд. тэхн. навук, дац. **С.І. РУСАН**, **Л.С. СІДОР**
(*Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт*)
д-р тэхн. навук, праф. Л.А. СІВАЧЭНКА
(*Беларуска-Расійскі ўніверсітэт, Магілёў*)

Аўтарамі артыкула працягваецца пошук аптымальнага функцыянавання створанага імі эксперыментальнага абразца ланцужнага агрэгата. Галоўнымі часткамі ў яго структуры з'яўляюцца ланцужная рабочая камера і яе прывадны механізм. Рух ланцугоў рабочай камеры, а значыць, і дынамічнае ўздзеянне на рэчыва, якое падлягае апрацоўцы, залежыць ад кінематычных характарыстык руху звенняў прываднага механізма, найперш – крывашыпа і каромысла. Таму актуальнай з'яўляецца задача выбару алгарытма кінематычнага аналізу прываднага механізма. У даследаванні прыведзены вынікі агляду айчынных і замежных крыніц, у якіх падрабязна апісаны алгебраічны метады, метады замкнёнага вектарнага контура і пераўтварэння каардынат. Першы з іх грунтуецца на алгарытме тэарэтычнай механікі – напачатку з геаметрычнага аналізу схемы запісваюцца ўраўненні руху звенняў механізма, а затым вызначаюцца іх скорасці і паскарэнні як першая і другая вытворныя па часе. Паводле другога метаду ўраўненні руху механізма складаюцца з дапамогай замкнёнага вектарнага контура праз яго праекцыі на восі каардынат. Для кінематычнага аналізу разгледжанага механізма таксама могуць прымяняцца метады пераўтварэння каардынат, трохвугольніка, групы Асура і базіснага вектара.

Ключавыя словы: ланцужны агрэгат, прывадны механізм, крывашыпа-каромыславы механізм, аналітычныя метады, кінематычны характарыстыкі.

Уступ. Чатырохзвенны шарнірны механізм атрымалі шырокае распаўсюджанне ў тэхніцы. Адным з такіх з'яўляецца вядомы з курса тэорыі механізмаў і машын крывашыпа-каромыславы механізм [1–3]. Ён, у прыватнасці, выкарыстоўваецца ў перспектыўнай машыне для ажыццяўлення працэсаў драбнення і класіфікацыі матэрыялаў – ланцужным агрэгаце.

На рысунку 1 прадстаўлены эксперыментальны ўзор ланцужнага агрэгата і трохмерная мадэль прываднага механізма.



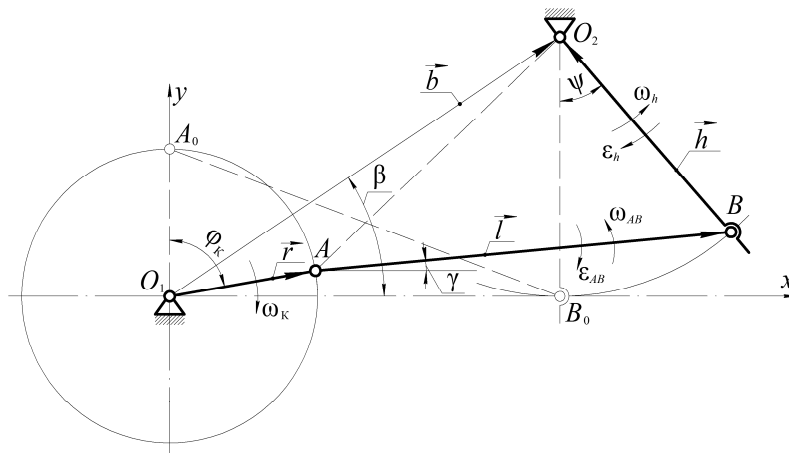
а – агульны выгляд; **б** – трохмерная мадэль прываднага механізма

Рысунк 1. – Эксперыментальны ўзор ланцужнага агрэгата і трохмерная мадэль прываднага механізма

Ланцужны агрэгат (гл. рысунк 1, *а*) уключае прывадны механізм *А*, рабочую камеру *В*, электрарухавік *С*, зманціраваны на раме *Д*. Прывадны механізм (гл. рысунк 1, *б*) у сваю чаргу складаецца з уваходнага звяна – крывашыпа *1* і выходнага – каромысла *3*, якія злучаны шатуном *2*.

Кінематычная схема ланцужнага агрэгата можа быць прадстаўлена сукупнасцю трох чатырохзвенных механізмаў (рысунк 2) з агульным звязом *3*.

Выделім з рысунка прывадны механізм O_1ABO_2 з пабудаваным для яго замкнёным вектарным контурам (рысунак 4) і падрабязна разгледзім тры варыянты рэалізацыі метада.



Рысунак 4. – Схема прываднаго механізма для вызначэння кінематычных характарыстык руху звенняў метадам замкнёных вектарных контураў

У адвольным становішчы механізма $\vec{r} + \vec{l} + \vec{h} = \vec{b}$. Вектарнай роўнасці адпавядае наступная аналітычная сістэма ўраўненняў:

$$\left. \begin{aligned} r \sin \varphi_{\kappa} + l \cos \gamma - h \sin \psi &= b \cos \beta \\ r \cos \varphi_{\kappa} + l \sin \gamma + h \cos \psi &= b \sin \beta \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

дзе φ_{κ} – вугал павароту крывашыпа адносна пачатковага становішча O_1A_0 ; γ – вугал павароту шатуна адносна нерухомай восі O_1x ; ψ – вуглавое перамяшчэнне каромысла адносна яго пачатковага становішча.

Пастаянны вугал β вызначаецца па формуле $\beta = \arctg(O_2B_0/O_1B_0)$. Невядомымі застаюцца пераменныя вуглы γ і ψ .

Вызначым вугал ψ . Для гэтага выключаем з сістэмы ўраўненняў (1) вугал γ . Перапісваем (1) у выглядзе:

$$\left. \begin{aligned} (l \cos \gamma)^2 &= a_x^2 + (h \sin \psi)^2 \\ (l \sin \gamma)^2 &= a_y^2 - (h \cos \psi)^2 \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

дзе $a_x = b \cos \beta - r \sin \varphi_{\kappa}$; $a_y = b \sin \beta - r \cos \varphi_{\kappa}$.

Складваем роўнасці (2):

$$(a_x + h \sin \psi)^2 + (a_y - h \cos \psi)^2 = l^2.$$

Для вызначэння вугла ψ выконваем належныя матэматычныя пераўтварэнні; атрымліваем ўраўненне, з якога знойдзем патрэбны вугал:

$$(a_x^2 + a_y^2) \sin^2 \psi - 2P_1 a_x \sin \psi + P_1^2 - a_y^2 = 0, \quad (3)$$

дзе $P_1 = [l^2 - h^2 - (a_x^2 + a_y^2)]/2h$.

Рашэнне ўраўнення (3) дае наступныя вынікі:

$$\begin{aligned} \psi_1 &= \arcsin \left[\left(a_y \sqrt{a_x^2 + a_y^2 - P_1^2} + a_x P_1 \right) / (a_x^2 + a_y^2) \right]; \\ \psi_2 &= -\arcsin \left[\left(a_y \sqrt{a_x^2 + a_y^2 - P_1^2} - a_x P_1 \right) / (a_x^2 + a_y^2) \right]; \\ \psi_3 &= \pi + \arcsin \left[\left(a_y \sqrt{a_x^2 + a_y^2 - P_1^2} - a_x P_1 \right) / (a_x^2 + a_y^2) \right]; \\ \psi_4 &= \pi - \arcsin \left[\left(a_y \sqrt{a_x^2 + a_y^2 - P_1^2} + a_x P_1 \right) / (a_x^2 + a_y^2) \right]. \end{aligned}$$

З гэтых каранёў выбіраем сапраўдны. Яго выраз дыферэнцыруем па часе; атрымліваем вуглавую скорасць каромысла $\omega_h = d\psi/dt$. Паўторнае знаходжанне вытворнай па часе ўяўляе вуглавое паскарэнне каромысла $\varepsilon_h = d\omega_h/dt$. Разгорнутыя формулы для вылічэння ω_h , ε_h атрымаюцца вельмі вясёлымі. Таму рашэнне мэтазгодна рэалізуюцца з дапамогай адпаведных камп'ютэрных праграм, напрыклад, Mathcad.

Для вызначэння вугла γ выключаем з сістэмы (1) вугал ψ . Паводле папярэдняга алгарытму маем:

$$\left. \begin{aligned} (h \sin \psi)^2 &= b_x^2 + (l \cos \gamma)^2 \\ (h \cos \psi)^2 &= b_y^2 - (l \sin \gamma)^2 \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

дзе $b_x = r \sin \varphi_k - b \cos \beta$; $b_y = b \sin \beta - r \cos \varphi_k$.

Складваем роўнасці (4):

$$(b_x + l \cos \gamma)^2 + (b_y - l \sin \gamma)^2 = h^2.$$

Адсюль

$$(b_x^2 + b_y^2) \sin^2 \gamma + 2P_2 b_y \sin \gamma + P_2^2 - b_x^2 = 0; \quad (5)$$

$$P_2 = [h^2 - l^2 - (b_x^2 + b_y^2)] / 2l.$$

Знаходзім патрэбны вугал:

$$\gamma_1 = \arcsin \left[\left(b_x \sqrt{b_x^2 + b_y^2 - P_2^2} - b_y P_2 \right) / b_x^2 + b_y^2 \right];$$

$$\gamma_2 = -\arcsin \left[\left(b_x \sqrt{b_x^2 + b_y^2 - P_2^2} + b_y P_2 \right) / b_x^2 + b_y^2 \right];$$

$$\gamma_3 = \pi + \arcsin \left[\left(b_x \sqrt{b_x^2 + b_y^2 - P_2^2} + b_y P_2 \right) / b_x^2 + b_y^2 \right];$$

$$\gamma_4 = \pi - \arcsin \left[\left(b_x \sqrt{b_x^2 + b_y^2 - P_2^2} - b_y P_2 \right) / b_x^2 + b_y^2 \right].$$

Для знаходжання вуглавой скорасці ω_{AB} і вуглавога паскарэння ε_{AB} шатуна выконваюцца тыя ж матэматычныя дзеянні, што і для вызначэння кінематычных характарыстык каромысла.

Магчыма іншая рэалізацыя метада замкнёных вектараных контураў. З ураўненняў (3), (5) вызначаем функцыі $\sin \psi$, $\sin \gamma$ і $\cos \psi = \sqrt{1 - \sin^2 \psi}$, $\cos \gamma = \sqrt{1 - \sin^2 \gamma}$. Затым дыферэнцыруем сістэму (1) па часе t ; улічваем, што $d(r \sin \varphi_k)/dt = r \cos \varphi_k d\varphi_k/dt = r \cos \varphi_k \omega_k$; $d(r \cos \varphi_k)/dt = -r \sin \varphi_k d\varphi_k/dt = -r \sin \varphi_k \omega_k$; $d(l \sin \gamma)/dt = l \cos \gamma d\gamma/dt = l \cos \gamma \omega_{AB}$; $d(l \cos \gamma)/dt = -l \sin \gamma d\gamma/dt = -l \sin \gamma \omega_{AB}$; $d(h \sin \psi)/dt = h \cos \psi d\psi/dt = h \cos \psi \omega_h$; $d(h \cos \psi)/dt = -h \sin \psi d\psi/dt = -h \sin \psi \omega_h$; $d(b \sin \beta)/dt = 0$.

Атрымліваем:

$$\left. \begin{aligned} r \cos \varphi_k \omega_k - l \sin \gamma \omega_{AB} - h \cos \psi \omega_h &= 0 \\ -r \sin \varphi_k \omega_k + l \cos \gamma \omega_{AB} - h \sin \psi \omega_h &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (6)$$

Перапісваем сістэму (6) у выглядзе:

$$\left. \begin{aligned} l \sin \gamma \omega_{AB} + h \cos \psi \omega_h &= r \cos \varphi_k \omega_k \\ l \cos \gamma \omega_{AB} - h \sin \psi \omega_h &= r \sin \varphi_k \omega_k \end{aligned} \right\}. \quad (7)$$

Тут невядомымі з'яўляюцца скорасці ω_{AB} , ω_h . Вызначаем іх па формулах Крамера:

$$\omega_{AB} = \Delta_1 / \Delta; \quad \omega_h = \Delta_2 / \Delta,$$

$$\text{дзе } \Delta_1 = \begin{vmatrix} r \cos \varphi_k \omega_k & h \cos \psi \\ r \sin \varphi_k \omega_k & -h \sin \psi \end{vmatrix} = -rh \sin(\varphi_k + \psi) \omega_k; \quad \Delta_2 = \begin{vmatrix} l \sin \gamma & r \cos \varphi_k \omega_k \\ l \cos \gamma & r \sin \varphi_k \omega_k \end{vmatrix} = -lr \cos(\varphi_k + \gamma) \omega_k;$$

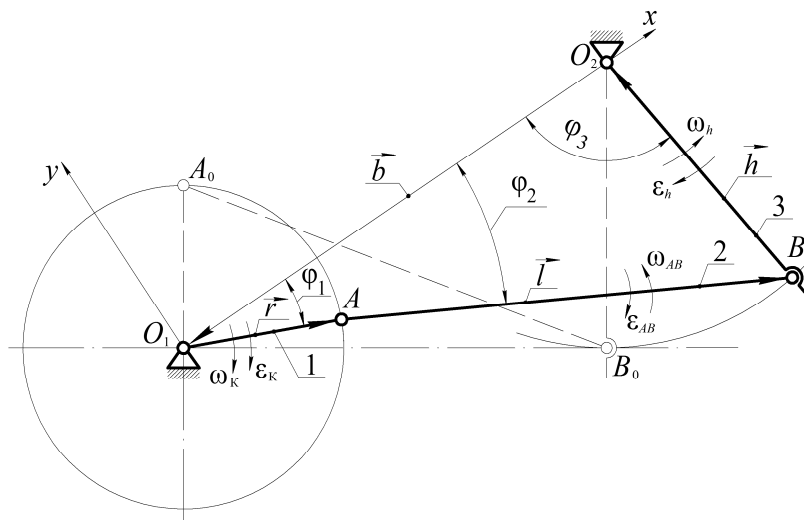
$$\Delta = \begin{vmatrix} l \sin \gamma & h \cos \psi \\ l \cos \gamma & -h \sin \psi \end{vmatrix} = -lh \cos(\psi - \gamma).$$

Канчаткова:

$$\omega_{AB} = \frac{r \sin(\varphi_k + \psi)}{l \cos(\psi - \gamma)} \omega_k; \quad \omega_h = \frac{r \cos(\varphi_k + \gamma)}{h \cos(\psi - \gamma)} \omega_k. \quad (8)$$

Вуглавия паскарэнні ε_{AB} і ε_h вызначаюцца непасрэдным дыферэнцыраваннем формул (8), альбо дыферэнцыраваннем сістэмы (7) і наступным рашэннем атрыманай новай сістэмы з невядомымі ε_{AB} , ε_h .

Разгледзім трэці варыянт для вызначэння кінематычных характарыстык метадам замкнёных вектарных контураў. Вось O_1x накіроўваем уздоўж стойкі O_1O_2 , а вось O_1y – перпендыкулярна да яе (рысунак 5).



**Рысунак 5. – Схема прываднога механізма
для вызначэння кінематычных характарыстык руху звенняў
метадам замкнёных вектарных контураў**

Звенні механізма дадаткова абазначым лічбамі: 1 – крывашып; 2 – шатун; 3 – каромысел. Вуглы павароту крывашыпа, шатуна і каромысла адносна стойкі абазначым адпаведна праз φ_1 , φ_2 , φ_3 .

Разгледзім замкнёны контур O_1ABO_2 і запішам вектарнае ўраўненне:

$$\vec{r} + \vec{l} + \vec{h} + \vec{b} = 0. \quad (9)$$

Спрацыруем роўнасць (9) на восі каардынат:

$$r \cos \varphi_1 + l \cos \varphi_2 + h \cos \varphi_3 - b = 0. \quad (10)$$

$$-r \sin \varphi_1 - l \sin \varphi_2 + h \sin \varphi_3 = 0. \quad (11)$$

Ураўненні (10), (11) з'яўляюцца трансцэндэнтнымі. Іх рашэнне патрабуе ўстанаўлення межаў шукаемых велічынь. У дачыненні да разгледжанай задачы гэта магчыма, выкарыстаўшы графічны спосаб пабудовы механізма; самі невядомыя велічыні φ_2 , φ_3 вызначаюцца шляхам рашэння ураўненняў (10), (11) метадам паслядоўных набліжэнняў.

Паводле больш дасканалага варыянта метаду замкнёнага вектарнага контура перад вызначэннем вуглавых скорасцей знаходзяцца перадатачныя функцыі [4]:

$$u_{21} = d\varphi_2/d\varphi_1 = \omega_{AB}/\omega_{\kappa}; \quad u_{31} = d\varphi_3/d\varphi_1 = \omega_h/\omega_{\kappa},$$

дзе ω_{κ} , ω_{AB} , ω_h – вуглавая скорасці адпаведна крывашыпа, шатуна і каромысла.

Прадыферэнцыруем ураўненні (10), (11) па φ_1 ; атрымаем:

$$-r \sin \varphi_1 - l \sin \varphi_2 u_{21} - h \sin \varphi_3 u_{31} = 0; \quad (12)$$

$$-r \cos \varphi_1 - l \cos \varphi_2 u_{21} + h \cos \varphi_3 u_{31} = 0. \quad (13)$$

Для вызначэння перадатачнай функцыі u_{31} ураўненне (12) памнажаем на $\cos \varphi_2$, ураўненне (13) на $(-\sin \varphi_2)$, адкуль знаходзім:

$$u_{31} = [-r \sin (\varphi_1 - \varphi_2)] / h \sin (\varphi_2 + \varphi_3).$$

Для аналізу ўплыву змянення даўжыні каромысла h на кінематычныя характарыстыкі ўвядзем безразмерны параметр:

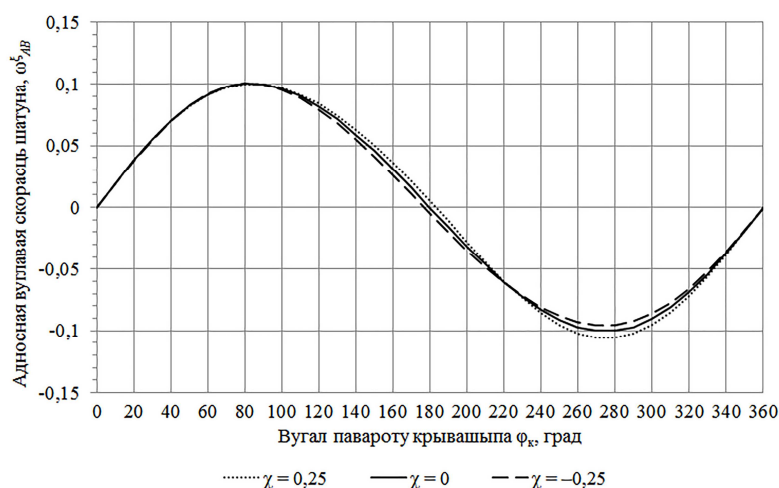
$$\chi = \pm f/h,$$

дзе f – адлегласць ад восі O_1x' да пункта B_0 (рысунак 6). Дадатнае значэнне f прымаецца, калі траекторыя руху кінематычнай пары В вышэй восі O_1x' , у супрацьлеглым выпадку – адмоўнае. Пры $\chi = 0$ пункт B_0 знаходзіцца на восі O_1x' .

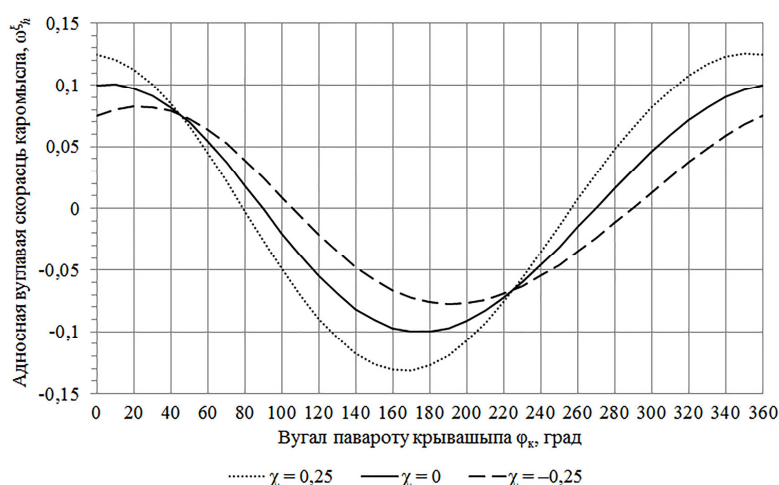
Пры змяненні даўжыні каромысла h для захавання ўмовы пачатковага становішча механізма (пры $\varphi_k = 0^\circ$ вугал $\psi = 0^\circ$) трэба змяняць і даўжыню шатуна l . Такія дзеянні прыводзяць да адначасовага змянення трох безразмерных параметраў: ρ , λ і χ . Адзначым, што існуе такі размер h каромысла, пры якім даўжыня шатуна l і, адпаведна, безразмерны параметр ρ застаюцца без змяненняў.

За базавы варыянт прыем механізм з наступнымі геаметрычнымі суадносінамі: $\chi = 0$; $\lambda = 1$; $\rho = 0,1$. Будзем змяняць даўжыню каромысла h і, у адпаведнасці з гэтым, даўжыню шатуна l ; прыем два варыянты геаметрычных суадносін – $\chi = 0,25$; $\lambda = 0,8$; $\rho = 0,1$ і $\chi = -0,25$; $\lambda = 1,228$; $\rho = 0,092$.

На рысунках 7–10 прадстаўлены графікі змянення адносных вуглавых скорасцей і паскарэнняў звянняў прываднага механізма пры розных геаметрычных суадносінах звянняў у залежнасці ад вугла павароту крывашыпа φ_k .



Рысунак 7. – Графік змянення адноснай вуглавой скорасці шатуна $\omega_{AB}^{\varepsilon}$ у залежнасці ад вугла павароту крывашыпа φ_k



Рысунак 8. – Графік змянення адноснай вуглавой скорасці каромысла ω_h^{ε} у залежнасці ад вугла павароту крывашыпа φ_k

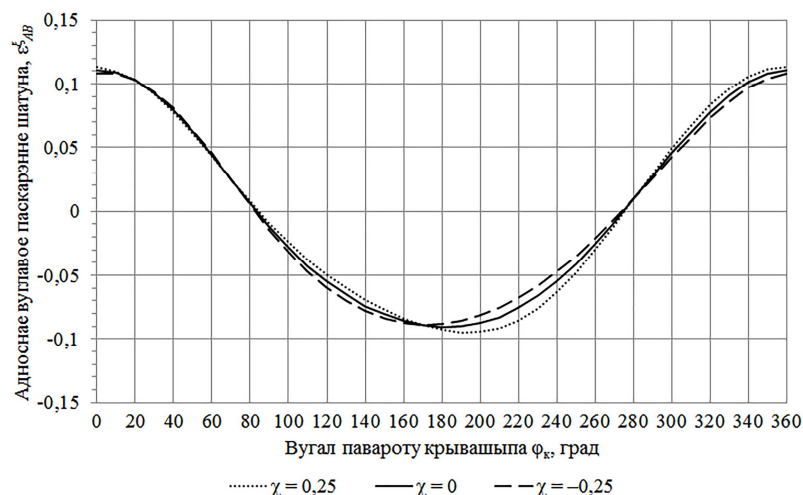


Рисунок 9. – Графік зміння відносного кутового прискорення шатуна ε_{AB}^{ξ} у залежності від кута повороту криваша φ_{κ}

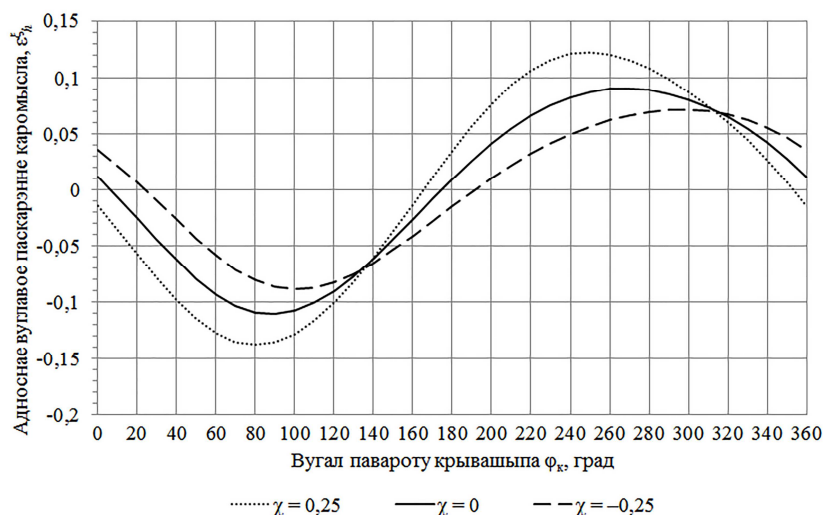


Рисунок 10. – Графік зміння відносного кутового прискорення каромысла ε_h^{ξ} у залежності від кута повороту криваша φ_{κ}

Як відаць, змiненнє даўжыні h практычна не ўплывае на велічыню адносных кінематычных характарыстык ω_{AB}^{ξ} , ε_{AB}^{ξ} і адчувальна на велічынях ω_h^{ξ} , ε_h^{ξ} ; пры гэтым памяншэнне параметра h вядзе да павелічэння апошніх характарыстык.

Метад замкнёных вектарных контураў можа быць рэалізаваны з выкарыстаннем комплексных лічбаў [6; 7].

Для вызначэння кінематычных характарыстык прасторавых механізмаў распрацаваны метады пераўтварэння каардынат [3; 5], які таксама можа быць выкарыстаны для даследавання плоскіх механізмаў. Яго сутнасць падрабязна апісана ў навучальным дапаможніку [5].

У літаратурных крыніцах выкладзены блізкія па зместу метады з рознымі назвамі: метады трохвугольнікаў [7], метады групы Асура [8], метады базіснага вектара [9].

У працэсе кінематычнага аналізу чатырохзвенніка хтосьці з даследчыкаў звярнуў увагу на наяўнасць у яго кінематычнай схеме (рысунак 4) трохвугольніка ABO_2 . Іншыя палічылі дамінуючымі базісны вектар $\vec{O_2A}$ (на рысунку 4 паказаны як адрэзак), альбо групу Асура (дыяду) ABO_2 . Так узніклі прыведзеныя вышэй назвы метадаў.

Заклучэнне. У аўтарскім артыкуле апісана канструкцыя эксперыментальнага абразца ланцужнага аграгата і прадстаўлена яго кінематычная схема з чатырохстрыжнявой мадэллю рабочай камеры. Яе прывадны механізм уяўляе сабою кривашыпна-каромыславы чатырохзвеннік. Ад руху апошняга ў значнай ступені

залежаць дынамічныя характарыстыкі рабочай камеры і ўласцівасці ўсяго аграгата. У пошуках рацыянальнага алгарытму кінематычнага даследавання прываднага механізма прааналізаваны літаратурныя крыніцы. У выніку ў поле зроку даследчыкаў трапілі алгебраічны метады, разнастайнасці метадаў замкнёнага вектарнага контура, метады пераўтварэння каардынат ды іншыя. У нашым артыкуле падрабязна выкладзены розныя варыянты рэалізацыі метадаў замкнёнага вектарнага контура, а адзін з іх выкарыстаны ў пошуках аптымальнай структуры прываднага механізма; па выніках пабудаваны графікі.

Вынікі даследавання будуць запатрабаваны для ўдасканалення канструкцыі ланцужнага аграгата і стварэння іншых новых аб'ектаў тэхнікі.

ЛІТАРАТУРА

1. Артоблевский И.И. Теория механизмов и машин. – 4-е изд. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин: учеб. пособие. – 5-е изд., стереотип. – М.: Машиностроение, 1975. – 494 с.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / В.К. Акулич, П.П. Анципорович, Э.И. Астахов и др.; под общ. ред. Г.Н. Девойно. – Минск: Выш. шк., 1986. – 286 с.
4. Вихренко В.С., Грода Я.Г. Кинематика составного и плоскопараллельного движений: учеб. пособие. – Минск: БГТУ, 2005. – 82 с.
5. Борисенко Л.А. Теория механизмов, машин и манипуляторов: учеб. пособие. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2011. – 285 с.
6. Uicker J.J., Pennock G.R., Shigley J.E. Theory of machines and mechanisms. – 5th ed. – New York: Oxford University Press, 2016. – 976 p.
7. Озол О.Г. Теория механизмов и машин: [пер. с латыш.] / под ред. С.Н. Кожевникова; – М.: Наука, 1984. – 432 с.
8. Zhonghe Ye, Zhaohui Lan, Smith M.R. Mechanisms and Machine Theory. – Beijing: Higher Education Press, 2001. – 255 p.
9. Кроль Д.Г., Иноземцева Н.В., Лискович М.И. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов: практикум по курсу «Теория механизмов и машин». – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2012. – 55 с.

REFERENCES

1. Artobolevskiy, I.I. (1988). *Teoriya mekhanizmov i mashin*. Moscow: Nauka. (In Russ.).
2. Baranov, G.G. (1975). *Kurs teorii mekhanizmov i mashin: uchebnoe posobie*. Moscow: Mashinostroyeniye. (In Russ.).
3. Akulich, V.K., Antsiptorovich, P.P., Astakhov, E.I., Vstavskiy, E.A., Devoyno, G.N., Zinkevich, V.I. ... Tsitovich, O.N. (1986). *Kursovoe proektirovaniye po teorii mekhanizmov i mashin*. Minsk: Vysheishaya shkola. (In Russ.).
4. Vikhrenko, V.S. & Groda, Ya.G. (2005). *Kinematika sostavnogo i ploskoparallelnogo dvizheniy: uchebnoe posobie*. Minsk: BGTU. (In Russ.).
5. Borisenko, L.A. (2011). *Teoriya mekhanizmov, mashin i manipulyatorov: uchebnoe posobie*. Minsk: Novoye znanie. Moscow: INFRA-M. (In Russ.).
6. Uicker, J.J., Pennock, G.R. & Shigley, J.E. (2016). *Theory of machines and mechanisms*. New York: Oxford University Press.
7. Ozol, O.G. (1984). *Teoriya mekhanizmov i mashin: [per. s latysh.]*. Moscow: Nauka. (In Russ.).
8. Zhonghe, Ye., Zhaohui, Lan. & Smith, M.R. (2001). *Mechanisms and Machine Theory*. Beijing: Higher Education Press.
9. Krol', D.G., Inozemtseva, N.V. & Liskovich, M.I. (2012). *Kinematicheskiy analiz ploskikh ryuchaznykh mekhanizmov: praktikum po kursu «Teoriya mekhanizmov i mashin»*. Gomel': GGTU im. P.O. Sukhogo. (In Russ.).

Паступіў 11.01.2025

ОБЗОР АНАЛИТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ КИНЕМАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА ЦЕПНОГО АГРЕГАТА

В.А. ПОТАПОВ, канд. техн. наук, доц. **С.И. РУСАН**, **Е.С. СИДОР**
(Барановичский государственный университет)
д-р техн. наук, проф. Л.А. СИВАЧЕНКО
(Белорусско-Российский университет, Могилев)

Аўтарамі статьи працягваецца пошук аптымальнага функцыянавання створанага імі эксперыментальнага абразца цепнога аграгата. Асноўнымі часткамі яго канструкцыі з'яўляюцца рабочая камера і яе прыводны механізм. Двiжэнне цепей рабочай камеры, а значыць, і дынамічнае ўздзеянне на матэрыял, якіму падлежыць перапрацоўцы, залежыць ад кінематычных характарыстык двiжэння звеньев прыводнага механізма, пераважна – крывой і коромысла. Таму актуальнай з'яўляецца задача выбару алгарытму кінематычнага аналізу прыводнага механізма. У даследаванні прадставлены вынікі агляду нацыянальных і замежных крыніц, у якіх падрабязна апісаны алгебраічны метад, метад замкнёнага вектарнага контура і пераўтварэння каардынат. Першы з іх асноваў на алгарытме тэарэтычнай механікі – вядучы з геаметрычнага аналізу схем запісваюцца ўраўненні двiжэння звеньев механізма,

а затем определяются их скорости и ускорения как первая и вторая производная по времени. Согласно второму методу уравнения движения механизма составляются с использованием замкнутого векторного контура через его проекции на оси координат. Для кинематического анализа рассмотренного механизма также могут применяться методы преобразования координат, треугольника, группы Ассур и базового вектора.

Ключевые слова: цепной агрегат, приводной механизм, кривошипно-коромысловый механизм, аналитические методы, кинематические характеристики.

REVIEW OF ANALYTICAL METHODS OF KINEMATIC ANALYSIS OF THE DRIVE MECHANISM OF A CHAIN UNIT

V. POTAPOV, S. RUSAN, E. SIDOR
(Baranavichy State University)

L. SIVACHENKO
(Belarusian-Russian University, Mogilev)

The authors of the article continue searching for the optimal operation of the experimental model of the chain unit they created. The main parts of its design are the working chamber and its drive mechanism. The movement of the chains of the working chamber, and therefore the dynamic impact on the material to be processed, depends on the kinematic characteristics of the movement of the drive mechanism links, primarily the crank and rocker. Therefore, the problem of choosing an algorithm for kinematic analysis of the drive mechanism is relevant. The study presents the results of a review of domestic and foreign sources, which describe in detail the algebraic method, closed vector contour methods and coordinate transformations. The first of them is based on the algorithm of theoretical mechanics - first, the equations of motion of the mechanism links are written from the geometric analysis of the scheme, and then their speeds and accelerations are determined as the first and second derivatives with respect to time. According to the second method, the equations of motion of the mechanism are composed using a closed vector contour through its projections on the coordinate axes. For the kinematic analysis of the mechanism under consideration, the methods of coordinate transformation, triangle, Assur group and base vector can also be used.

Keywords: chain unit, drive mechanism, crank-rocker mechanism, analytical methods, kinematic characteristics.