

КАМБІНАВАНАЯ І ТРОХСТРЫЖНЯВАЯ МАДЭЛІ РАБОЧЫХ ОРГАНАЎ КАМЕРЫ ЛАНЦУЖНАГА АГРЭГАТА І ІХ ДАСЛЕДАВАННЕ

У. А. Патапаў¹, С. І. Русан², Л. А. Сівачэнка³

¹ Старшы выкладчык кафедры тэхнічнага забеспячэння сельскагаспадарчай вытворчасці і аграноміі
УА «Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт», Баранавічы, Беларусь, e-mail: vladimir-potapov-1990@mail.ru

² К. т. н., дацэнт, Баранавічы, Беларусь, e-mail: rusan33@mail.ru

³ Д. т. н., прафесар, прафесар кафедры транспартных і тэхналагічных машыны
МАУВА «Беларуска-Расійскі ўніверсітэт», Магілёў, Беларусь, e-mail: 228011@mail.ru

Рэферат

У артыкуле прадстаўлены дзве мадэлі рабочых органаў камеры ланцужнага агрэгата – камбінаваная і трохстрыжнявая, якія дазваляюць набліжана вызначыць іх кінематычныя характарыстыкі і сілы ўзаемадзеяння з каромыслам. У камбінаванай мадэлі гнуткія сценкі прадстаўляюцца жорсткімі стрыжнямі, а ланцужныя палотны – бязважкімі ніцямі. Трехстрыжнявая мадэль прадстаўлена ў выглядзе трох жорсткіх стрыжняў. У абедзвюх мадэлях усе злучэнні паміж часткамі рабочых органаў, каромыслам і корпуснай рамай прымаюцца шарнірнымі. Маса палотнаў і рэчыва размяркоўваецца паміж трыма пунктамі, сумешчанымі з кінематычнымі парамі (шарнірамі). Вынікі даследавання могуць быць выкарыстаны для вызначэння нагрукі на рухавік прываднага механізма агрэгата і разліка злучэнняў на трываласць.

Ключавыя словы: ланцужны агрэгат; рабочая камера; камбінаваная мадэль; трохстрыжнявая мадэль; кінематыка; дынамічны аналіз.

COMBINED AND THREE-ROD MODELS OF THE WORKING BODIES OF THE CHAIN UNIT CHAMBER AND THEIR RESEARCH

V. A. Potapov, S. I. Rusan, L. A. Sivachenko

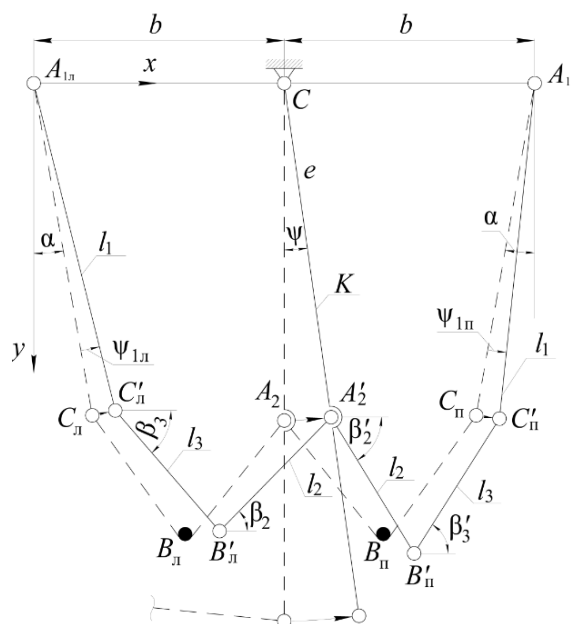
Abstract

The article presents two models of the working bodies of the chamber of the chain assembly - combined and three-rod, which allows you to approximately determine their kinematic characteristics and the forces of interaction with the rocker. In the combined model, flexible walls are represented by rigid rods, and chain webs are weightless threads. The three-rod model is presented in the form of three rigid rods. For both models, all connections between the parts of the working bodies, the rocker arm and the body frame are accepted as articulated. The mass of canvases and material is distributed between three points, combined with kinematic pairs (hinges). The results of the study can be used to determine the load on the engine of the drive mechanism of the unit and calculate the strength.

Keywords: chain unit; working chamber; combined model; three-rod model; kinematics; dynamic analysis.

Уступ

Адной з перспектывных машын для ажыццяўлення працэсаў здрабнення ці класіфікацыі матэрыялаў з'яўляецца ланцужны агрэгат. Ён можа быць выкарыстаны пры здрабненні мелу, мергелю, гліны, а таксама для класіфікацыі розных матэрыялаў, напрыклад пры ачыстцы друзавага баласту. Больш падрабязна прызначэнне ланцужных агрэгатаў, іх канструкцыі і функцыянаванне апісаны ў манаграфіі [1]. Адзін з перспектывных варыянтаў машыны зараз знаходзіцца на завяршальнай стадыі распрацоўкі. Яго статычныя, кінематычныя і дынамічныя даследаванні выкладзены ў артыкулах [2–4]. Асноўная частка агрэгата, у якой адбываецца перапрацоўка рэчыва, называецца рабочай камерай. Рабочыя органы ў ёй уяўляюць рухомую механічную сістэму, якая складаецца з ланцужных палотнаў, гнуткіх сценак і металічнай штангі, якая дапускае ўстаноўку металічных штурхаоў. Уваходным звяном для рабочых органаў служыць каромысел К, які, у сваю чаргу, з'яўляецца выходным у складзе прываднага механізма агрэгата. У артыкуле [4] сукупнасць «ланцужнае палатно-гнуткая сценка» мадэліруецца двума стрыжнямі, злучанымі паміж сабой з дапамогай шарніра. Такая мадэль разам з каромыслам уяўляе плоскі шарнірны чатырохзвеннік. Тут, у нашым даследаванні, апісаная мадэль удасканальваецца: гнуткая сценка $A_{1л}C_{1л}$ (ці $A_{1п}C_{1п}$) па-ранейшаму разглядаецца як стрыжань, а ланцужнае палатно мадэліруецца бязважкімі ніцямі (рысунк 1).



Рысунк 1 – Мадэлі рабочай камеры ланцужнага агрэгата: пункцірнай лініяй паказана камбінаваная мадэль пры вертыкальным становішчы каромысла, у адхіленым становішчы каромысла – трохстрыжнявая

Маса палатна і рэчыва прадстаўлена на рысунку 1 матэрыяльным пунктам B_n (ці B_n). Яе таксама можна размеркаваць і паміж трыма пунктамі: C_n , B_n , A_2 . Індэксам «л» і «п» абазначаны пункты левай і правай паловай камеры. Лічым, што участкі ніці l_2 , l_3 як у стане раўнавагі рабочых органаў, так і падчас іх руху, застаюцца нацягнутымі; пры гэтым $l_2 + l_3 = L$, дзе L – даўжыня ланцужнага палатна.

Пры ўведзеным дапушчэнні прынятую мадэль паловы рабочай камеры можна разглядаць як трохстрыжнявую, якая ў сукупнасці з каромыслам уяўляе механічную сістэму з двума ступенямі свабоды.

Для праверкі разглядаемай мадэлі трэба пераканацца, што бязважкія ніці працуюць толькі на расцяжэнне, то ў такім выпадку мадэль лічыцца камбінаванай, а калі ніці працуюць на расцяжэнне і сцісканне, то замяніць участкі ніці l_2 , l_3 на стрыжні і мадэль лічыць трохстрыжнявой.

Геаметрычнае апісанне рабочых органаў камеры

На рысунку 1 пункцірам паказана становішча рабочых органаў у стане іх раўнавагі. Як бачым, камера мае сіметрычную структуру адносна каромысла. Вуглы $\alpha_n = \alpha_n = \alpha$ устанаўліваюцца эксперыментальна ў стане раўнавагі рабочых органаў. Пры вывучэнні руху звенняў вугал ψ лічым незалежнай пераменнай. Яго значэнне як функцыя вугла павароту φ_k крывашыпа атрымана раней [5]. Вуглы ψ_{1n} , ψ_{1n} выражаем праз ψ : $\psi_{1n} = k_1\psi$, $\psi_{1n} = k_n\psi$. Кэфэцыенты k_1 , k_n таксама вызначаюцца з доследу.

Уводзім адзіную сістэму восей каардынат с пачаткам у пункце A_{1n} . Знайдзем кардынаты кінематычных пар, характэрных пунктаў і вуглы павароту звенняў. Пачынаем з левай паловы камеры. Запішам формулы для каардынат пункта B'_n , разглядаючы яго як пункт перасячэння акружнасцей радыусаў l_2 , l_3 з цэнтрамі ў шарнірах C'_n , A'_2 :

$$(x_{B'_n} = x_{C'_n} + l_3 \cos \beta_3; x_{B'_n} = x_{A'_2} - l_2 \cos \beta_2); \quad (1)$$

$$(y_{B'_n} = y_{C'_n} + l_3 \sin \beta_3; y_{B'_n} = y_{A'_2} + l_2 \sin \beta_2), \quad (2)$$

дзе $x_{C'_n} = l_1 \sin(\alpha + \psi_{1n})$; $y_{C'_n} = l_1 \cos(\alpha + \psi_{1n})$;
 $x_{A'_2} = b + e \sin \psi$; $y_{A'_2} = e \cos \psi$

Выключаем з роўнасцей (1), (2) каардынаты $x_{B'_n}$, $y_{B'_n}$:

$$(x_{C'_n} + l_3 \cos \beta_3 = x_{A'_2} - l_2 \cos \beta_2; y_{C'_n} + l_3 \sin \beta_3 = y_{A'_2} + l_2 \sin \beta_2). \quad (3)$$

З сістэмы роўнасцей (3) неабходна вызначыць $\sin \beta_2$. Перапісваем яе ў выглядзе:

$$\left. \begin{aligned} (l_3 \cos \beta_3)^2 &= (l_x - l_2 \cos \beta_2)^2; \\ (l_3 \sin \beta_3)^2 &= (l_y + l_2 \sin \beta_2)^2 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

дзе $l_x = x_{A'_2} - x_{C'_n}$; $l_y = y_{A'_2} - y_{C'_n}$. Складваем паміж сабою левыя і правыя часткі роўнасцей (4):
 $l_3^2 = l_x^2 - 2l_x l_2 \cos \beta_2 + l_2^2 \cos^2 \beta_2 + l_y^2 + 2l_y l_2 \sin \beta_2 + l_2^2 \sin^2 \beta_2$ ці
 $l_3^2 = l_x^2 + l_y^2 + 2l_2 (l_y \sin \beta_2 - l_x \cos \beta_2) + l_2^2$

Адсюль знаходзім

$$l_y \sin \beta_2 - l_x \cos \beta_2 = f, \quad (5)$$

дзе $f = \frac{l_3^2 - l_x^2 - l_y^2}{2l_2}$. Перапісваем роўнасць (5) у

выгледзе: $l_x \sqrt{1 - \sin^2 \beta_2} = l_y \sin \beta_2 - f$. Пазбаўляемся тут ад радыкала.

Канчаткова атрымліваем:
 $(l_x^2 + l_y^2) \sin^2 \beta_2 - 2l_y f \sin \beta_2 + f^2 - l_x^2 = 0$. Знаходзім карані квадратнага ўраўнення:

$$\sin \beta_2 (\sin \beta_2') = \frac{2l_y f \pm \sqrt{4l_y^2 f^2 - 4(l_x^2 + l_y^2)(f^2 - l_x^2)}}{2(l_x^2 + l_y^2)} = b_2.$$

Неабходныя ў далейшым функцыі $\sin \beta_3$, $\cos \beta_3$ вызначаем з роўнасцей (3)

$$\left[\sin \beta_3 = (l_y + l_2 \sin \beta_2) / l_3; \cos \beta_3 = (l_x - l_2 \cos \beta_2) / l_3 \right] \quad (6)$$

Далей знаходзім: $\beta_2 = \arcsin b_2$, $\beta_3 = \arcsin b_3$.

Цяпер каардынаты пункта B'_n знаходзіцца па формулах (1), (2), а вуглы роўны $\beta_2 = \arcsin b_2$, $\beta_3 = \arcsin b_3$.

Пераходзім да вызначэння каардынат пункта B'_n і функцый $\sin \beta_2'$, $\sin \beta_3'$ правай паловы рабочай камеры. Алгарытм даследавання такі ж, як і для левай. Пункт B'_n знаходзіцца на перасячэнні акружнасцей радыусаў l_2 , l_3 з цэнтрамі ў шарнірах A'_2 , C'_n . Яго каардынаты вызначаюцца па формулах:

$$(x_{B'_n} = x_{A'_2} + l_2 \cos \beta_2'; x_{B'_n} = x_{C'_n} - l_3 \cos \beta_3'); \quad (7)$$

$$(y_{B'_n} = y_{A'_2} + l_2 \sin \beta_2'; y_{B'_n} = y_{C'_n} + l_3 \sin \beta_3'). \quad (8)$$

У формулах (7), (8) $x_{C'_n} = 2b - l_1 \sin(\alpha - \psi_{1n})$;
 $y_{C'_n} = l_1 \cos(\alpha - \psi_{1n})$.

З ураўненняў (7), (8) выключаем каардынаты пункта B'_n :

$$(x_{A'_2} + l_2 \cos \beta_2' = x_{C'_n} - l_3 \cos \beta_3'; y_{A'_2} + l_2 \sin \beta_2' = y_{C'_n} + l_3 \sin \beta_3'). \quad (9)$$

Перапісваем роўнасці (9) у выглядзе:

$$(l_3 \cos \beta_3')^2 = (l'_x - l_2 \cos \beta_2')^2; (l_3 \sin \beta_3')^2 = (l'_y + l_2 \sin \beta_2')^2, \quad (10)$$

дзе $l'_x = x_{C'_n} - x_{A'_2}$; $l'_y = y_{A'_2} - y_{C'_n}$.

Складваем паміж сабою левыя і правыя часткі роўнасцей (10):
 $l_2^2 - 2l_2 l'_x \cos \beta_2' + (l'_x)^2 + 2l_2 l'_y \sin \beta_2' + (l'_y)^2 = l_3^2$ ці

$$l'_y \sin \beta_2' - l'_x \cos \beta_2' = f', \quad (11)$$

дзе $f' = \frac{l_3^2 - l_2^2 - [(l'_x)^2 + (l'_y)^2]}{2l_2}$. Ва ўраўненні (11)

прымаем $\cos \beta_2' = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_2'}$. Пасля пераўтварэння атрымліваем квадратнае ўраўненне адносна $\sin \beta_2'$, карані якога роўны:

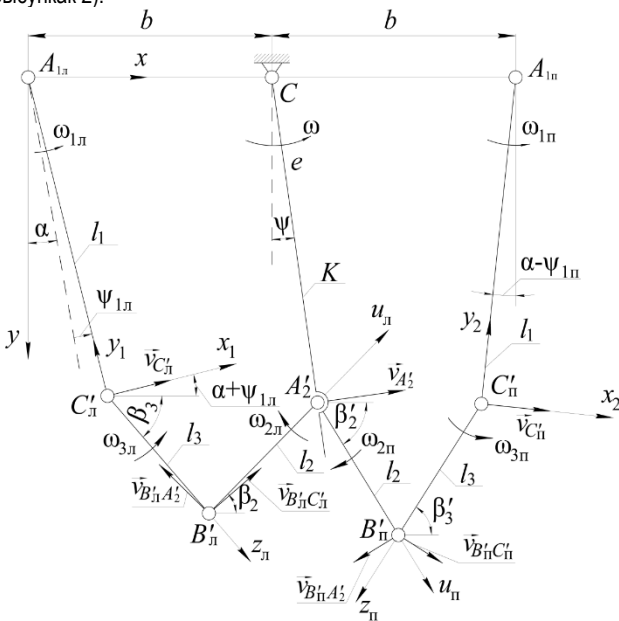
$$\sin \beta_2' (\sin \beta_2') = \frac{2l'_y f' \pm \sqrt{4(l'_y)^2 (f')^2 - 4[(l'_x)^2 + (l'_y)^2][(f')^2 - (l'_x)^2]}}{2[(l'_x)^2 + (l'_y)^2]} = b_2'.$$

Далей з другіх формул (7), (8) знаходзім:
 $\sin \beta'_3 = (y_{B'_n} - y_{C'_n}) / l_3 = b'_3$, $\cos \beta'_3 = (x_{C'_n} - x_{B'_n}) / l_3$. Тут
 $x_{B'_n}$, $y_{B'_n}$ вызначаюцца па першых формулах (7), (8). На падставе атрыманых вышэй формул для $\sin \beta'_2$, $\sin \beta'_3$ знаходзім

$$(\beta'_2 = \arcsin b'_2; \beta'_3 = \arcsin b'_3). \quad (12)$$

Вызначэнне скорасцей пунктаў і звенняў

Разлікі пачынаем для аб'ектаў левай паловы рабочай камеры. Выкарыстоўваем формулы класічных курсаў тэарэтычнай механікі [6, 7]. Улічваем, што звенні l_1, K выконваюць вярчальны рух, а звенні l_2, l_3 – плоскапаралельны. У якасці полюсаў прымаем пункты A'_2 і C'_n (рысункак 2).



Рысункак 2 – Ілюстрацыя да вызначэння скорасцей пунктаў і звенняў

Тады скорасць пункта B'_n вызначаецца па формулах:

$$(\vec{v}_{B'_n} = \vec{v}_{A'_2} + \vec{v}_{B'_n A'_2}; \vec{v}_{B'_n} = \vec{v}_{C'_n} + \vec{v}_{B'_n C'_n}), \quad (13)$$

дзе адносныя скорасці $v_{B'_n A'_2} = \omega_{2n} l_2$, $v_{B'_n C'_n} = \omega_{3n} l_3$; пры гэтым $\vec{v}_{B'_n A'_2} \perp \vec{l}_2$, $\vec{v}_{B'_n C'_n} \perp \vec{l}_3$.

Скорасці полюсаў роўныя: $v_{A'_2} = \omega e$, $v_{C'_n} = \omega_{1n} l_1$, $e = CA'_2$. Нагадаем: вуглавая скорасці ω_{2n}, ω_{3n} вылічваюцца ніжэй, а ω і $\omega_{1n} = k_n \omega$ запазычваем з папярэдняга артыкула [2] (а тут іх лічым вядомымі). У сістэме (13) выключаем скорасць $\vec{v}_{B'_n}$:

$$\vec{v}_{A'_2} + \vec{v}_{B'_n A'_2} = \vec{v}_{C'_n} + \vec{v}_{B'_n C'_n}. \quad (14)$$

Каб знайсці $v_{B'_n A'_2}$, а затым ω_{2n} , праецыруем роўнасць (14) на вось $B'_n z_n$:

$$v_{C'_n} \cos(\beta_3 + \alpha + \psi_{1n}) + 0 = v_{A'_2} \cos(\beta_3 + \psi) - v_{B'_n A'_2} \sin(\beta_2 + \beta_3).$$

Адсюль

$$v_{B'_n A'_2} = [v_{A'_2} \cos(\beta_3 + \psi) - v_{C'_n} \cos(\beta_3 + \alpha + \psi_{1n})] / \sin(\beta_2 + \beta_3)$$

$$\omega_{2n} = v_{B'_n A'_2} / l_2$$

Аналагічна, для вызначэння $v_{B'_n C'_n}$ і ω_{3n} праецыруем роўнасць (14)

на вось $B'_n u_n$:

$$v_{C'_n} \cos(\beta_2 - \alpha - \psi_{1n}) + v_{B'_n C'_n} \sin(\beta_2 + \beta_3) = v_{A'_2} \cos(\beta_2 - \psi) + 0$$

Адсюль

$$v_{B'_n C'_n} = [v_{A'_2} \cos(\beta_2 - \psi) - v_{C'_n} \cos(\beta_2 - \alpha - \psi_{1n})] / \sin(\beta_2 + \beta_3)$$

$$\omega_{3n} = v_{B'_n C'_n} / l_3$$

Цяпер па любой з формул (13) вызначаем скорасць $v_{B'_n}$.

Скарыстаемся другой. Уводзім сістэму восей каардынат $C'_n x_1 y_1$ (рысункак 2). Праецыруем на іх названую роўнасць:

$$v_{B'_n x_1} = v_{C'_n} + v_{B'_n C'_n} \sin(\beta_3 + \alpha + \psi_{1n}),$$

$$v_{B'_n y_1} = 0 + v_{B'_n C'_n} \cos(\beta_3 + \alpha + \psi_{1n})$$

Адсюль

$$v_{B'_n} = \sqrt{(v_{B'_n x_1})^2 + (v_{B'_n y_1})^2}$$

Пераходзім да правай паловы рабочай камеры. Паўтараем папярэдні алгарытм. Для вызначэння скорасці пункта B'_n у якасці полюсаў прымаем цэнтры шарніраў A'_2 , C'_n . Атрымліваем

$$\vec{v}_{B'_n} = \vec{v}_{A'_2} + \vec{v}_{B'_n A'_2}; \vec{v}_{B'_n} = \vec{v}_{C'_n} + \vec{v}_{B'_n C'_n}, \quad (15)$$

дзе адносныя скорасці $v_{B'_n A'_2} = \omega_{2n} l_2$, $v_{B'_n C'_n} = \omega_{3n} l_3$; пры гэтым $\vec{v}_{B'_n A'_2} \perp \vec{l}_2$, $\vec{v}_{B'_n C'_n} \perp \vec{l}_3$. Скорасць пункта C'_n роўна $v_{C'_n} = \omega_{1n} l_1$.

Выключаем з сістэмы (15) скорасць $\vec{v}_{B'_n}$:

$$\vec{v}_{A'_2} + \vec{v}_{B'_n A'_2} = \vec{v}_{C'_n} + \vec{v}_{B'_n C'_n}. \quad (16)$$

Праецыруем роўнасць (16) на восі $C'_n z_n$, $A'_2 u_n$:

$$\left. \begin{aligned} -v_{A'_2} \cos(\beta'_3 - \psi) + v_{B'_n A'_2} \sin(\beta'_2 + \beta'_3) &= -v_{C'_n} \cos(\beta'_3 + \alpha - \psi_{1n}) + 0 \\ v_{A'_2} \cos(\beta'_2 + \psi) + 0 &= v_{C'_n} \cos(\beta'_2 - \alpha + \psi_{1n}) + v_{B'_n C'_n} \cos(\beta'_2 + \beta'_3 - 90^\circ) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

З роўнасцей (17) вызначаем:

$$v_{B'_n A'_2} = [v_{A'_2} \cos(\beta'_3 - \psi) - v_{C'_n} \cos(\beta'_3 + \alpha - \psi_{1n})] / \sin(\beta'_2 + \beta'_3),$$

$$v_{B'_n C'_n} = [v_{A'_2} \cos(\beta'_2 + \psi) - v_{C'_n} \cos(\beta'_2 - \alpha + \psi_{1n})] / \cos(\beta'_2 + \beta'_3 - 90^\circ).$$

$$\text{Адсюль } \omega_{2n} = v_{B'_n A'_2} / l_2, \quad \omega_{3n} = v_{B'_n C'_n} / l_3.$$

Знойдзем скорасць $\vec{v}_{B'_n}$. Для гэтага праецыруем другую роўнасць (15) на восі $C'_n x_2$, $C'_n y_2$:

$$v_{B'_n x_2} = v_{C'_n} + v_{B'_n C'_n} \sin(\beta'_3 + \alpha - \psi_{1n}),$$

$$v_{B'_n y_2} = 0 - v_{B'_n C'_n} \cos(\beta'_3 + \alpha - \psi_{1n}). \quad \text{На падставе}$$

атрыманых праекцый вызначаем модуль скорасці:

$$v_{B'_n} = \sqrt{(v_{B'_n x_2})^2 + (v_{B'_n y_2})^2}$$

На рысунку 3 выканана якасная праверка скорасці $\vec{v}_{B'_n}$ графічным спосабам.

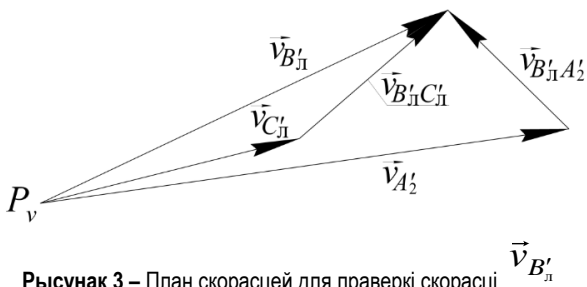


Рисунок 3 – План скоростей для проверки скорасці $\vec{V}_{B'_1}$

Вызначэнне паскарэнняў пунктаў і звенняў

Выкарыстоўваем формулы, прыведзеныя ва ўжо упамянутых курсах тэарэтычнай механікі. Даследаванне пачынаем з левай паловы рабачай камеры. У якасці полюсаў прымаем пункты C'_1, A'_2 (рысунак 4).

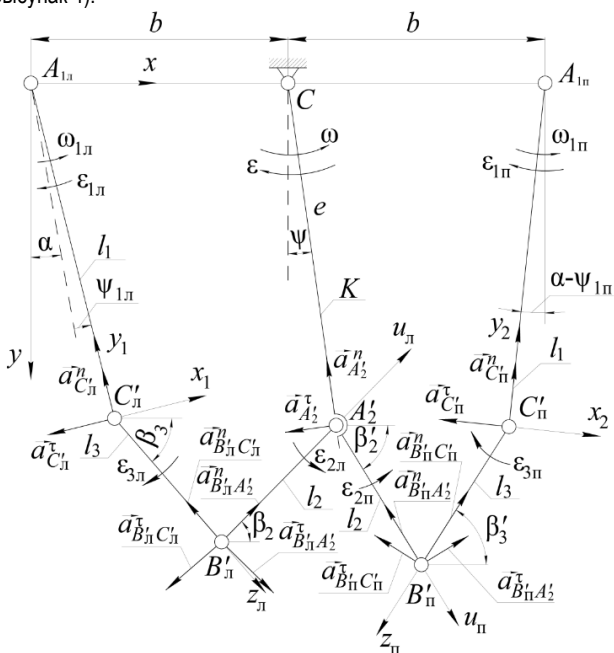


Рисунок 4 – Ілюстрацыя да вызначэння паскарэння пунктаў і звенняў

Запісваем формулы для паскарэння пункта B'_1 :

$$(\vec{a}_{B'_1} = \vec{a}_{C'_1} + \vec{a}_{B'_1C'_1}^n + \vec{a}_{B'_1C'_1}^\tau; \vec{a}_{B'_1} = \vec{a}_{A'_2} + \vec{a}_{B'_1A'_2}^n + \vec{a}_{B'_1A'_2}^\tau), \quad (18)$$

дзе паскарэнні полюсаў $\vec{a}_{C'_1}, \vec{a}_{A'_2}$ роўныя: $\vec{a}_{C'_1} = \vec{a}_{C'_1}^n + \vec{a}_{C'_1}^\tau$; $\vec{a}_{A'_2} = \vec{a}_{A'_2}^n + \vec{a}_{A'_2}^\tau$; $a_{C'_1}^n = \omega_{1л}^2 l_1$; $a_{C'_1}^\tau = \epsilon_{1л} l_1$; $a_{A'_2}^n = \omega^2 e$; $a_{A'_2}^\tau = \epsilon e$. Адносныя паскарэнні ў роўнасці (18) вылічваюцца па

формулах: $a_{B'_1C'_1}^n = \omega_{3л}^2 l_3$; $a_{B'_1C'_1}^\tau = \epsilon_{3л} l_3$; $a_{B'_1A'_2}^n = \omega_{2л}^2 l_2$; $a_{B'_1A'_2}^\tau = \epsilon_{2л} l_2$. Тут усюды паскарэнне $\epsilon_{1л} = k_{л} \epsilon$, а значэнне ϵ знойдзена ў нашым папярэднім артыкуле [2] пры даследаванні руху прываднага механізма. Паскарэнні $\epsilon_{2л}, \epsilon_{3л}$ вызначаюцца ніжэй

з роўнасцей (18). Выключаем з іх $\vec{a}_{B'_1}$:

$$\vec{a}_{C'_1} + \vec{a}_{B'_1C'_1}^n + \vec{a}_{B'_1C'_1}^\tau = \vec{a}_{A'_2} + \vec{a}_{B'_1A'_2}^n + \vec{a}_{B'_1A'_2}^\tau. \quad (19)$$

У роўнасці (19) невядомымі з'яўляюцца толькі складнікі $\vec{a}_{B'_1C'_1}^\tau$ і $\vec{a}_{B'_1A'_2}^\tau$. На рысунку 4 праводзім восі праекцый $C'_1 z_{л1} \perp \vec{a}_{B'_1C'_1}^\tau$ і $B'_1 u_{л1} \perp \vec{a}_{B'_1A'_2}^\tau$. Праецыруем роўнасць (19) на вось $C'_1 z_{л1}$: $-a_{C'_1}^n \sin(\beta_3 + \psi_{1л} + \alpha) - a_{C'_1}^\tau \cos(\beta_3 + \psi_{1л} + \alpha) - a_{B'_1C'_1}^n + 0 = -a_{A'_2}^n \sin(\beta_3 + \psi) - a_{A'_2}^\tau \cos(\beta_3 + \psi) + a_{B'_1A'_2}^n \cos(\beta_2 + \beta_3) + a_{B'_1A'_2}^\tau \sin(\beta_2 + \beta_3)$.

Адсюль

$$a_{B'_1A'_2}^\tau = \left[\begin{aligned} &-a_{C'_1}^n \sin(\beta_3 + \psi_{1л} + \alpha) - a_{C'_1}^\tau \cos(\beta_3 + \psi_{1л} + \alpha) - a_{B'_1C'_1}^n + \\ &+ a_{A'_2}^n \sin(\beta_3 + \psi) + a_{A'_2}^\tau \cos(\beta_3 + \psi) - a_{B'_1A'_2}^n \cos(\beta_2 + \beta_3) \end{aligned} \right] / \sin(\beta_2 + \beta_3)$$

$$\epsilon_{2л} = a_{B'_1A'_2}^\tau / l_2$$

Аналагічна з праекцыі роўнасці (19) на вось $B'_1 u_{л1}$ атрымаем:

$$a_{B'_1C'_1}^\tau = \left[\begin{aligned} &-a_{A'_2}^n \sin(\beta_2 - \psi) + a_{A'_2}^\tau \cos(\beta_2 - \psi) - a_{B'_1C'_1}^n + a_{C'_1}^n \sin(\beta_2 - \psi_{1л} - \alpha) - \\ &- a_{C'_1}^\tau \cos(\beta_2 - \psi_{1л} - \alpha) - a_{B'_1C'_1}^n \cos(\beta_2 + \beta_3) \end{aligned} \right] / \sin(\beta_2 + \beta_3)$$

$$\epsilon_{3л} = a_{B'_1C'_1}^\tau / l_3$$

Паскарэнне груза B'_1 можна вылічыць па формуле

$$a_{B'_1} = \sqrt{(a_{B'_1x_1})^2 + (a_{B'_1y_1})^2}$$

дзе $a_{B'_1x_1}, a_{B'_1y_1}$ – праекцыі аднаго з вектраў $\vec{a}_{B'_1}$ (18) на восі каардынат $C'_1 x_1 y_1$ (рысунак 4).

Пераходзім да вызначэння кінематычных характарыстык руху звенняў і пунктаў правай паловы рабачай камеры. Каб запісаць формулы паскарэння пункта B'_n , у якасці полюсаў прымаем пункты A'_2, C'_n .

Тады

$$\vec{a}_{B'_n} = \vec{a}_{A'_2} + \vec{a}_{B'_nA'_2}^n + \vec{a}_{B'_nA'_2}^\tau; \vec{a}_{B'_n} = \vec{a}_{C'_n} + \vec{a}_{B'_nC'_n}^n + \vec{a}_{B'_nC'_n}^\tau. \quad (20)$$

Тут $a_{B'_nA'_2}^n = \omega_{2п}^2 l_2$; $a_{B'_nA'_2}^\tau = \epsilon_{2п} l_2$; $\vec{a}_{C'_n} = \vec{a}_{C'_n}^n + \vec{a}_{C'_n}^\tau$;

$a_{C'_n}^n = \omega_{1п}^2 l_1$; $a_{C'_n}^\tau = \epsilon_{1п} l_1$; $a_{B'_nC'_n}^n = \omega_{3п}^2 l_3$;

$a_{B'_nC'_n}^\tau = \epsilon_{3п} l_3$; пры гэтым $\vec{a}_{B'_nA'_2}^n \parallel \vec{l}_2$; $\vec{a}_{B'_nA'_2}^\tau \perp \vec{l}_2$;

$\vec{a}_{B'_nC'_n}^n \parallel \vec{l}_3$; $\vec{a}_{B'_nC'_n}^\tau \perp \vec{l}_3$. З формул (20) выключаем паскарэнне

$\vec{a}_{B'_n}$; атрымліваем

$$\vec{a}_{A'_2} + \vec{a}_{B'_nA'_2}^n + \vec{a}_{B'_nA'_2}^\tau = \vec{a}_{C'_n} + \vec{a}_{B'_nC'_n}^n + \vec{a}_{B'_nC'_n}^\tau. \quad (21)$$

Уводзім восі праекцый $B'_n z_{п1}, B'_n u_{п1}$ (рысунак 4) і праецыруем на іх роўнасць (21). З атрыманых праекцый знаходзім адносныя тангенцыяльныя паскарэнні:

$$a_{B'_nA'_2}^\tau = \left[\begin{aligned} &a_{C'_n}^n \sin(\beta'_3 - \psi_{1п} + \alpha) - a_{C'_n}^\tau \cos(\beta'_3 - \psi_{1п} + \alpha) + a_{B'_nC'_n}^n + \\ &+ a_{A'_2}^n \sin(\beta'_3 - \psi) + a_{A'_2}^\tau \cos(\beta'_3 - \psi) - a_{B'_nA'_2}^n \cos \gamma \end{aligned} \right] / \sin \gamma$$

$$a_{B'_nC'_n}^\tau = \left[\begin{aligned} &-a_{C'_n}^n \sin(\beta'_2 + \psi_{1п} - \alpha) - a_{C'_n}^\tau \cos(\beta'_2 + \psi_{1п} - \alpha) - a_{B'_nC'_n}^n \cos \gamma + \\ &+ a_{A'_2}^n \sin(\beta'_2 + \psi) + a_{A'_2}^\tau \cos(\beta'_2 + \psi) + a_{B'_nA'_2}^n \end{aligned} \right] / \sin \gamma$$

дзе $\gamma = 180^\circ - \beta'_2 - \beta'_3$.

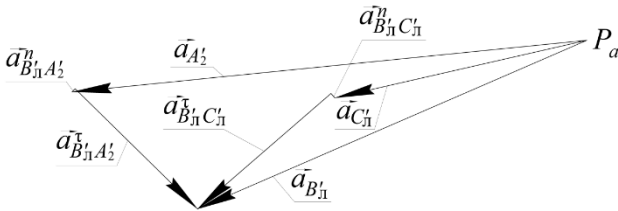
Знаходзім паскарэнні звяноў l_2, l_3 правай паловы камеры:

$$\varepsilon_{2П} = a_{B'_1 A'_2}^T / l_2; \quad \varepsilon_{3П} = a_{B'_1 C'_1}^T / l_3$$

Паскарэнне груза B'_1 вылічваем па формуле

$$a_{B'_1} = \sqrt{(a_{B'_1 x_2})^2 + (a_{B'_1 y_2})^2}$$

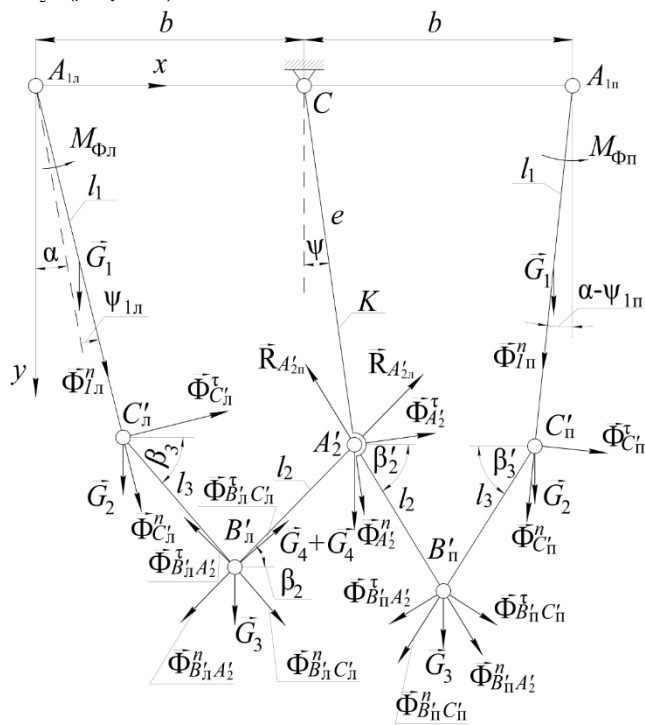
дзе $a_{B'_1 x_2}, a_{B'_1 y_2}$ – праекцыі аднаго з вектараў $\vec{a}_{B'_1}$ (19) на восі каардынат $C'_1 x_2 y_2$ (рысунк 4). На рысунку 5 выканана якасная праверка паскарэння $a_{B'_1}$.



Рысунк 5 – План паскарэнняў для праверкі паскарэння $a_{B'_1}$

Вызначэнне сіл ўзаемадзеяння рабочых органаў камеры з каромыслам

Названыя ў падзагаловку сілы ўзаемадзеяння левага і правага рабочага органа з каромыслам абазначым адпаведна праз $\vec{R}_{A'_2Л}$ і $\vec{R}_{A'_2П}$ (рысунк 6).



Рысунк 6 – Ілюстрацыя да вызначэння кампанент дынамічных сіл ўзаемадзеяння

Для іх вылічэння выкарыстаем метады кінестатыкі. Паводле яго кожны рабочы орган камеры разглядаецца ў стане ўмоўнай раўнавагі пад дзеяннем сіл цяжару і сіл інерцыі. На рысунку 6 сілы цяжару абазначаны літарамі G , а сілы інерцыі – праз Φ . Будзем лічыць, што ў кожнай палове камеры агульная сіла цяжару G

ланцужных палотнаў і перапрацоўваемага рэчыва размеркавана ў выглядзе матэрыяльных пунктаў паміж трыма кінематычнымі парамі

$C'_1 (C''_1), B'_1 (B''_1), A'_2$; $G = G_2 + G_3 + G_4$, дзе $G_i = k_i G$ ($i = 2,3,4$). Пры гэтым $\sum_{i=2}^4 k_i = 1$ ($k_i < 1$). Такія ж суадносіны маюць

месца для мас m_i матэрыяльных пунктаў. Значэнні каэфіцыентаў усталяваныя доследным шляхам. Будзем лічыць на першым этапе даследавання, што падчас руху рабочых органаў яны застаюцца пастаяннымі. У сваю чаргу сілу G будзем выражаць праз стабільную сілу цяжару гнуткай сценкі: $G = kG_1$. Апошняя прадстаўленне сілы G нам неабходна ў далейшым для пераходу да адносных сіл ўзаемадзеяння. У рэальным аграгаце $k > 1$.

Разглядаем раўнавагу левага рабочага органа $A_{1Л} C'_1 B'_1 A'_2$.

Для яго

$$\begin{aligned} \sum M_{A_{1Л}}(\vec{F}_i) = & -G_1 l_1 \sin(\alpha + \psi_{1Л}) / 2 - G_2 l_1 \sin(\alpha + \psi_{1Л}) - \\ & -G_3 [l_1 \sin(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \cos \beta_3] + M_{\Phi_{C'_1}} + \Phi_{C'_1} l_1 + \\ & + \Phi_{B'_1 C'_1}^n \{ [l_1 \cos(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \sin \beta_3] \cos \beta_3 - [l_1 \sin(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \cos \beta_3] \sin \beta_3 \} + \\ & + \Phi_{B'_1 C'_1}^T \{ [l_1 \cos(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \sin \beta_3] \sin \beta_3 + [l_1 \sin(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \cos \beta_3] \cos \beta_3 \} - \\ & - \Phi_{B'_1 A'_2}^n \{ [l_1 \cos(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \sin \beta_3] \cos \beta_2 + [l_1 \sin(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \cos \beta_3] \sin \beta_2 \} - \\ & - \Phi_{B'_1 A'_2}^T \{ [l_1 \cos(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \sin \beta_3] \sin \beta_2 - [l_1 \sin(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \cos \beta_3] \cos \beta_2 \} + \\ & + R_{A_{1Л}} [e \cos \beta_2 \cos \psi + (b + e \sin \psi) \sin \beta_2] = 0, \end{aligned} \quad (22)$$

ці скарачана:

$$A_{1Л} + R_{A_{1Л}} d_{1Л} = 0 \quad (23)$$

Многачлены $A_{1Л}, d_{1Л}$ усталяваныя з супастаўлення роўнасцей (23) і (22). З роўнасці (23) знаходзім:

$$R_{A_{1Л}} = (-A_{1Л}) / d_{1Л} \quad (24)$$

Многачлен $A_{1Л}$ утрымлівае момант і сілы інерцыі, якія вылічваюцца па формулах:

$$\begin{aligned} M_{\Phi_{A_{1Л}}} = J_{A_{1Л}} \varepsilon_{1Л} = & \frac{1}{3} m_1 l_1^2 \varepsilon_{1Л} = a_1 G_1 l_1^2 \varepsilon_{1Л}; \quad \Phi_{C'_1}^T = m_2 a_{C'_1}^T = \frac{G_2}{g} a_{C'_1}^T = \frac{k_2 G}{g} a_{C'_1}^T = \\ = & \frac{kk_2}{g} G_1 a_{C'_1}^T = a_2 G_1 a_{C'_1}^T; \quad \Phi_{B'_1 C'_1}^n = m_3 a_{B'_1 C'_1}^n = \frac{G_3}{g} a_{B'_1 C'_1}^n = \frac{k_3 G}{g} a_{B'_1 C'_1}^n = a_3 G_1 a_{B'_1 C'_1}^n; \quad (25) \\ \Phi_{B'_1 C'_1}^T = & a_3 G_1 a_{B'_1 C'_1}^T; \quad \Phi_{B'_1 A'_2}^n = a_5 G_1 a_{B'_1 A'_2}^n; \quad \Phi_{B'_1 A'_2}^T = a_5 G_1 a_{B'_1 A'_2}^T, \end{aligned}$$

дзе $a_1 = 1/3 g$; $a_2 = kk_2/g$; $a_3 = kk_3/g$; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – паскарэнне свабоднага падзення. Заўважым, што ва ўраўненні (22)

не ўваходзяць сілы, прыкладзеныя да пункта A'_2 , паколькі яны не ўплываюць на велічыню сілы ўзаемадзеяння $R_{A_{1Л}}$. Аднак іх неабходна ўлічваць пры вызначэнні нарузкі на рухавік прываднага механізма. Многачлены $d_{1Л}$ і $(-A_{1Л})$ з улікам формул (25) прымаюць від:

$$d_{1Л} = e \cos \psi \cos \beta_2 + (b + e \sin \psi) \sin \beta_2; \quad (-A_{1Л}) = a_{1Л} G_1,$$

дзе $a_{1Л} = l_1 [\sin(\alpha + \psi_{1Л}) / 2 + kk_2 \sin(\alpha + \psi_{1Л})] + kk_3 [l_1 \sin(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \cos \beta_3] - a_1 l_1^2 \varepsilon_{1Л} - a_2 l_1 a_{C'_1}^T - a_3 a_{B'_1 C'_1}^n \{ [l_1 \cos(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \sin \beta_3] \cos \beta_3 - [l_1 \sin(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \cos \beta_3] \sin \beta_3 \} - a_3 a_{B'_1 C'_1}^T \{ [l_1 \cos(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \sin \beta_3] \sin \beta_3 + [l_1 \sin(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \cos \beta_3] \cos \beta_3 \} + a_4 a_{B'_1 A'_2}^n \{ [l_1 \cos(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \sin \beta_3] \cos \beta_2 + [l_1 \sin(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \cos \beta_3] \sin \beta_2 \} + a_4 a_{B'_1 A'_2}^T \{ [l_1 \cos(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \sin \beta_3] \sin \beta_2 - [l_1 \sin(\alpha + \psi_{1Л}) + l_3 \cos \beta_3] \cos \beta_2 \}.$

Падстаўляем $(-A_{1Л}) = a_{1Л} G_1$ у (24). Атрымліваем наступную формулу для вылічэння абсалютнага значэння сілы ўзаемадзеяння левага рабочага органа камеры з каромыслам:

$$R_{A_{1Л}} = (a_{1Л} / d_{1Л}) G_1 \quad (26)$$

Адноснае значэнне $\tilde{R}_{A_2\pi} = R_{A_2\pi} / G_1$ гэтай сілы знаходзіцца па формуле $\tilde{R}_{A_2\pi} = a_{\pi} / d_{\pi}$.

Пераходзім да правай паловы рабочей камеры. Запісваем умову раўнавагі для сукупнасці звенняў $A_2' B_{\pi}' C_{\pi}' A_{\pi}'$:

$$\begin{aligned} \sum M_{A_{\pi}}(\vec{F}_i) = & G_1 l_1 \sin(\alpha - \psi_{in}) / 2 + G_2 l_1 \sin(\alpha - \psi_{in}) + G_3 h_x + \\ & + \Phi_{B_2' A_2'}^n (\cos \beta_2' h_y + \sin \beta_2' h_x) - \Phi_{B_2' A_2'}^{\tau} (\sin \beta_2' h_y - \cos \beta_2' h_x) - \\ & - \Phi_{B_3' C_{\pi}'}^n (\cos \beta_3' h_y - \sin \beta_3' h_x) + \Phi_{B_3' C_{\pi}'}^{\tau} (\sin \beta_3' h_y + \cos \beta_3' h_x) + \\ & + \Phi_{C_{\pi}'}^{\tau} l_1 + M_{\Phi n} - R_{A_2\pi} [e \cos \psi \cos \beta_2' + (b - e \sin \psi) \sin \beta_2'] = 0, \end{aligned} \quad (27)$$

ці скарачана

$$A_{\pi} - R_{A_2\pi} d_{\pi} = 0 \quad (28)$$

Тут, як і раней, многачлены A_{π} і d_{π} вызначаюцца шляхам супастаўлення роўнасцей (28) і (27). Ва ўраўненні (27) уведзены абазначэнні: $l_3 \cos \beta_3' + l_1 \sin(\alpha - \psi_{in}) = h_x$; $e \cos \psi + l_2 \sin \beta_2' = h_y$.

Сілы і момант інерцыі вылічаюцца па формулах (25), у якіх

паскарэнні $\epsilon_{1\pi}$, $a_{C_{\pi}'}^{\tau}$, $a_{B_2' C_{\pi}'}^n$, $a_{B_2' C_{\pi}'}^{\tau}$, $a_{B_3' A_2'}^n$, $a_{B_3' A_2'}^{\tau}$ замяняюцца адпаведна на $\epsilon_{1\pi}$, $a_{C_{\pi}'}^{\tau}$, $a_{B_2' C_{\pi}'}^n$, $a_{B_2' C_{\pi}'}^{\tau}$, $a_{B_3' A_2'}^n$, $a_{B_3' A_2'}^{\tau}$.

З роўнасці (28) вызначаем абсалютнае значэнне сілы ўзаемадзеяння правага рабочага органа камеры з каромыслам

$$R_{A_2\pi} = A_{\pi} / d_{\pi}, \quad (29)$$

дзе $d_{\pi} = e \cos \psi \cos \beta_2' + (b - e \sin \psi) \sin \beta_2'$; $A_{\pi} = a_{\pi} G_1$;

$$\begin{aligned} a_{\pi} = & l_1 [\sin(\alpha - \psi_{in}) / 2 + k k_2 \sin(\alpha - \psi_{in})] + k k_3 h_x + a_3 a_{B_2' A_2'}^n (\cos \beta_2' h_y + \sin \beta_2' h_x) - \\ & - a_3 a_{B_2' A_2'}^{\tau} (\sin \beta_2' h_y - \cos \beta_2' h_x) - a_3 a_{B_3' C_{\pi}'}^n (\cos \beta_3' h_y - \sin \beta_3' h_x) + a_3 a_{B_3' C_{\pi}'}^{\tau} (\sin \beta_3' h_y + \cos \beta_3' h_x) + \\ & + a_2 a_{C_{\pi}'}^{\tau} l_1 + a_1 l_1^2 \epsilon_{1\pi}. \end{aligned}$$

Падстаўляем A_{π} у (29); атрымліваем:

$$R_{A_2\pi} = (a_{\pi} / d_{\pi}) G_1 \quad (30)$$

Адноснае значэнне сілы ўзаемадзеяння $\tilde{R}_{A_2\pi} = R_{A_2\pi} / G_1$ вылічаем па формуле:

$$\tilde{R}_{A_2\pi} = a_{\pi} / d_{\pi} \quad (31)$$

Заўважым, што атрыманыя сілы ўзаемадзеяння каромысла з левым рабочым органам (26) і з правым (30), паказаныя на рысунку 6, прыкладзены да участкаў ніцей (ці стрыжняў) l_2 . На каромысел яны дзейнічаюць у процілеглых напрамках.

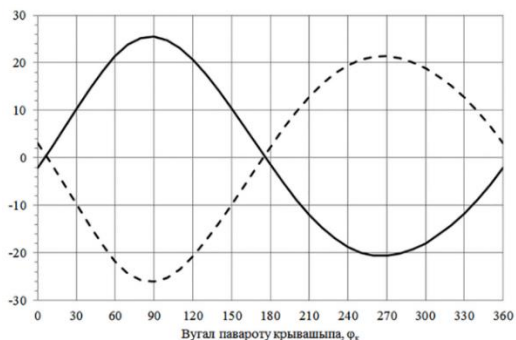
Вылічэнне сіл ўзаемадзеяння звенняў і іх аналіз

Пераходзячы да аналізу дынамічных сіл ўзаемадзеяння, нагадаем, што ў прывадным механізме літарамі r , l , h абазначаны даўжыні крывашыпа, шатуна і каромысла, а іх геаметрычныя суадносіны: $\rho = r/l$, $\lambda = h/l$; ω_k – вуглавая скорасць крывашыпа. Разлікі выкананы пры $\rho = 0,1$; $\lambda = 2/3$; $\omega_k = 1$ рад/с. Дынамічныя сілы ўзаемадзеяння прадстаўляюцца ў выглядзе функцый вугла φ_k павароту крывашыпа. Значэнне $\varphi_k = 0$ адпавядае вертыкальнаму становішчу каромысла. Пры зададзеных вышэй параметрах максімальная (амплітудная) вуглы адхілення каромысла ўлева і ўправа роўны $8,19^\circ$ і $9,06^\circ$ адпаведна пры φ_k , роўным $269,6^\circ$ і $89,6^\circ$.

Як раней разглядалася, сіла цяжару G ланцужных палотнаў і перапрацоўваемага рэчыва размеркавана ў выглядзе матэрыяльных пунктаў паміж трыма кінематычнымі парамі $C_{\pi}' (C_{\pi}')$, $B_{\pi}' (B_{\pi}')$, A_2' : $G = G_2 + G_3 + G_4$ дзе $G_i = k_i G$ ($i = 2,3,4$). У разліках прыем наступныя значэнні каэфіцыентаў і сіл цяжару: $k_2 = 0,25$; $k_3 = 0,5$; $k_4 = 0,25$; $G = 1$ Н; $G_1 = 0,1$ Н. Адсюль каэфіцыент $k = G / G_1 = 10$.

На рысунку 7 прадстаўлены графікі змянення адносных сіл ўзаемадзеяння каромысла з рабочымі органамі: $\tilde{R}_{A_2\pi} = R_{A_2\pi} / G_1$

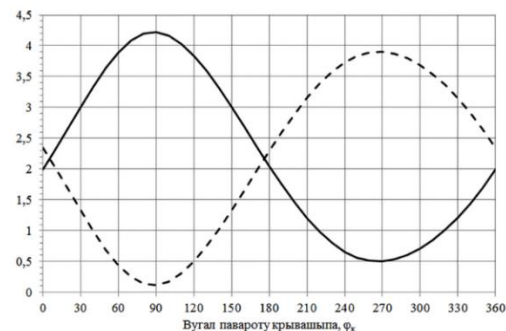
$$\text{і } \tilde{R}_{A_2\pi} = R_{A_2\pi} / G_1.$$



На восі ардынат паказана велічыня адноснай сілы \tilde{R}_{A_2}

Рысунк 7 – Графік змянення адноснай \tilde{R}_{A_2} сілы ўзаемадзеяння каромысла з рабочымі органамі: суцэльная лінія – для левай паловы рабочей камеры, пункцірная – для правай

Паводле гэтых графікаў адносныя сілы ўзаемадзеяння \tilde{R}_{A_2} для левай і правай паловы рабочей камеры прымаюць як дадатныя (расцяжэнне), так і адмоўныя (сцісканне) значэнні. Але жорсткасць ідэальнай ніці на сцісканне, як вядома, роўна нулю. Атрыманая супярэчнасць патрабуе пераходу ад камбінаванай мадэлі да трохстрыжнявой шляхам замены участкаў l_2 , l_3 ніці стрыжнямі. Даследаваннямі ўстаноўлена, што такі пераход неабходны пры значэннях вуглавой скорасці крывашыпа $\omega_k > 0,27$ рад/с. Пры $\omega_k \leq 0,27$ рад/с сілы ўзаемадзеяння дадатныя (рысунк 8).



На восі ардынат паказана велічыня адноснай сілы \tilde{R}_{A_2}

Рысунк 8 – Графік змянення адноснай \tilde{R}_{A_2} сілы ўзаемадзеяння каромысла з рабочымі органамі пры $\omega_k = 0,26$ рад/с: суцэльная лінія – для левай паловы рабочей камеры, пункцірная – для правай

Атрыманае ў раўзліку перыядычнае падоўжнае «сцісканне» ніці можна трактаваць і як адсутнасць сілы ўзаемадзеяння. Аб гэтым дадаткова напісана ў «Заклучэнні».

Для вызначэння неабходных механічных характарыстык рухавіка ланцужнага аргэрата сілы ўзаемадзеяння рабочых органаў з

каромыслам мэтазгодна прадставіць у выглядзе нармальнай $R_{A_2}^n$ і тангенцыйнай $R_{A_2}^{\tau}$ кампанентаў па формулах для левай паловы

$$\text{рабочай } \quad \text{камеры} \quad R_{A_2}^n = -R_{A_2\pi} \sin(\beta_2 - \psi),$$

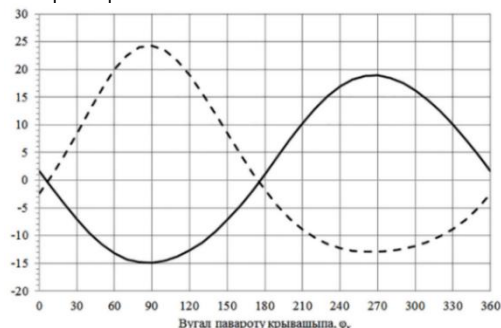
$$R_{A_2}^{\tau} = -R_{A_2\pi} \cos(\beta_2 - \psi) \quad \text{і для правай паловы}$$

$$R_{A_2}^{n\pi} = -R_{A_2\pi} \sin(\beta_2' + \psi), \quad R_{A_2}^{\tau\pi} = -R_{A_2\pi} \cos(\beta_2' + \psi) \quad \text{у}$$

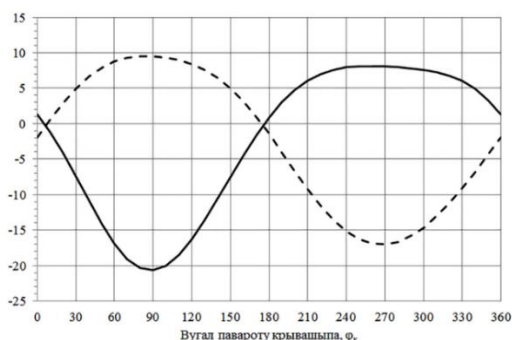
прыведзеных формулах разглядаюцца сілы $R_{A_2\pi}$, $R_{A_2\pi}^n$, прыкладзеныя да каромысла, гэта значыць адваротныя да сіл, што

дзейнічаюць на рабочыя органы камеры. Таму ўзяты з адмоўнымі знакамі.

На рысунках 9 і 10 прадстаўлены графікі змянення велічын нармальнай $R_{A_2}^n$ і тангенцыяльнай $R_{A_2}^t$ складальных сілы ўзаемадзеяння ў пункце A_2' . Як і раней графікі прадставім у адносных параметрах.

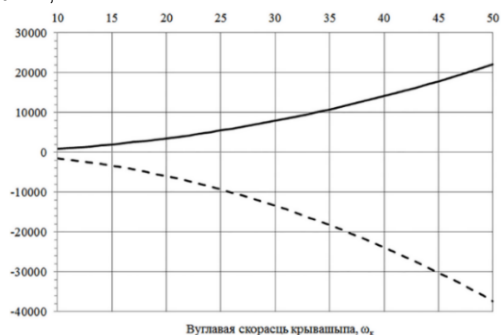


На восі ардынат паказана велічыня нармальнай кампаненты $\tilde{R}_{A_2}^n$
Рысунк 9 — Графік змянення нармальнай кампаненты $\tilde{R}_{A_2}^n$ сілы ўзаемадзеяння рабочых органаў з каромыслам: суцэльная лінія – для левай паловы рабочей камеры, пункцірная – для правай

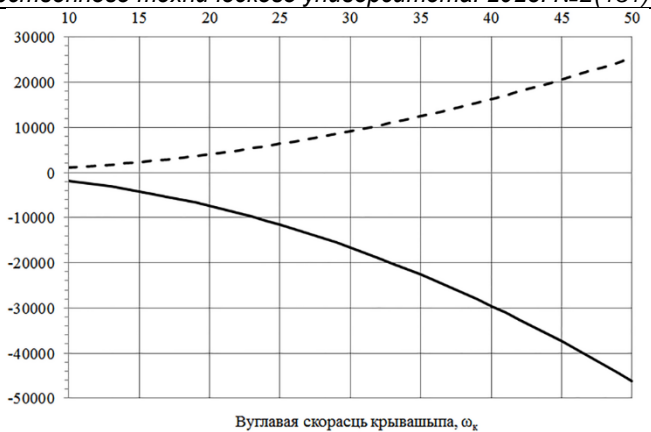


На восі ардынат паказана велічыня тангенцыяльнай кампаненты $\tilde{R}_{A_2}^t$
Рысунк 10 — Графік змянення тангенцыяльнай кампаненты $\tilde{R}_{A_2}^t$ сілы ўзаемадзеяння рабочых органаў з каромыслам: суцэльная лінія – для левай паловы рабочей камеры, пункцірная – для правай

Даследавана залежнасць тангенцыяльнай сілы ўзаемадзеяння рабочых органаў у крайніх становішчах каромысла ад велічын вуглавой скорасці ω_k крывашыпа. Адпаведныя графікі для левага ($\psi = 8,19^\circ$) і правага ($\psi = 9,06^\circ$) становішчаў каромысла паказаны на рысунках 11, 12.



На восі ардынат паказана велічыня тангенцыяльнай сілы $\tilde{R}_{A_2}^t$
Рысунк 11 – Графік змянення тангенцыяльнай сілы $\tilde{R}_{A_2}^t$ ўзаемадзеяння рабочых органаў з каромыслам (крайняе левае становішча каромысла – $\psi = 8,19^\circ$): суцэльная лінія – для левай паловы рабочей камеры, пункцірная – для правай



На восі ардынат паказана велічыня тангенцыяльнай сілы $\tilde{R}_{A_2}^t$
Рысунк 12 – Графік змянення тангенцыяльнай сілы $\tilde{R}_{A_2}^t$ ўзаемадзеяння рабочых органаў з каромыслам (крайняе правае становішча каромысла – $\psi = 9,06^\circ$): суцэльная лінія – для левай паловы рабочей камеры, пункцірная – для правай

У крайнім левым становішчы каромысла ($\psi = 8,19^\circ$) пры $\omega_k = 10...50$ рад/с адноснае значэнне тангенцыяльнай сілы $\tilde{R}_{A_2}^t$ змяняецца ў наступных межах: $\tilde{R}_{A_2}^t = 882,3...22076,9$ – для левай паловы рабочей камеры, для правай – $|\tilde{R}_{A_2}^t| = 1493,7...37291,9$. У крайнім правым становішчы каромысла ($\psi = 9,06^\circ$) змены больш значныя: $|\tilde{R}_{A_2}^t| = 1849,9...46195$ – для левай паловы рабочей камеры, для правай – $\tilde{R}_{A_2}^t = 1016,9...25439,7$.

Заклучэнне

У даследаванні прапануецца дзве мадэлі рабочых органаў тэхналагічнай камеры ланцужнага агрэгата – камбінаваная і трохстрыжнявая. У камбінаванай мадэлі гнуткія сценкі прадстаўляюцца жорсткімі стрыжнямі, а ланцужныя палотны – бязважкімі ніцямі. Як адзначалася вышэй, паводле гэтай мадэлі рух ад прываднога звяна камеры (каромысла) перадаецца праз ніці да двух рабочых органаў толькі пры малых значэннях вуглавой скорасці крывашыпа (у прыведзеным прыкладзе пры $\omega_k \leq 0,26$ рад/с). Пры большых і рэальных велічынях ω_k адна з ніцей – левая ці правая – перыядычна расслабляецца і ў рух праз ніць прыводзіцца з такой жа перыядычнасцю рабочы орган толькі адной паловы камеры. Гэта абставіна паслужыла штаўшком, каб перайсці да трохстрыжнявой мадэлі. Аднак дынамічныя даследаванні пры рэальных значэннях ω_k можна працягваць і на падставе камбінаванай мадэлі, прымаючы сілу ўзаемадзеяння \tilde{R}_{A_2} роўнай нулю для той паловы камеры, дзе яна атрымліваецца адмоўнай. Пры гэтым пабудаваныя на падставе трохстрыжнявой мадэлі графікі застаюцца справядлівымі, але іх участкі, што адпавядаюць адмоўным сілам \tilde{R}_{A_2} , патрэбна лічыць фіктыўнымі. У абедзвюх мадэлях усе злучэнні паміж часткамі рабочых органаў, каромыслам і корпуснай рамай прымаюцца шарнірнымі. Маса палотнаў і рэчыва размяркоўваецца паміж трыма пунктамі, сумешчанымі з кінематычнымі парамі (шарнірамі). Вызначаны геаметрычныя параметры сістэмы ў адвольным становішчы, кінематычныя характарыстыкі руху яе частак і пунктаў. Знойдзены сілы інерцыі. Для вылічэння сіл ўзаемадзеяння рабочых органаў камеры агрэгата выкарыстаны класічны метады кінэстатыкі. Сілы ўзаемадзеяння прадстаўлены ў абсалютнай і адноснай формах. Вынікі даследавання могуць быць выкарыстаны для вызначэння нарузкі на рухавік прываднога механізма агрэгата і разліка злучэнняў на трываласць.

Спис цытаваных крыніц

1. Интенсификация технологических процессов в аппаратах адаптивного действия : коллектив. монография / Л. А. Сиваченко [и др.] : под науч. ред. Л. А. Сиваченко ; М-во образования Респ. Беларусь, Баранович. гос. ун-т. – Барановичи : БарГУ, 2020. – 359 с.
2. Патапаў, У. А. Распрацоўка алгарытму аналітычнага метаду кінематычнага аналізу чатырохзвеннага механізма ланцужнага аграгата / У. А. Патапаў [і інш.] // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2022. – № 2. – С. 105–112.
3. Камбінаваны метады сілавога аналізу прываднага механізма ланцужнага аграгата / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка // Вестн. БарГУ. Сер. Технічныя навукі. – 2022. – № 2. – С. 36–46.
4. Патапаў, У. А. Мадэліраванне і аналіз сілавога ўзаемадзеяння звянаў у рабочай камеры ланцужнага аграгата / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2023. – № 1. – С. 95–108.
5. Патапаў, У. А. Методыка ўстанаўлення залежнасцей паміж каардынатамі і вугламі ў сістэме дзвюх акружнасцей, злучаных адрэзкам / У. А. Патапаў, С. І. Русан, Л. А. Сівачэнка // Механіка. Исследования и инновации. – 2021. – Вып.14. – С. 174–182.
6. Никитин, Н. Н. Курс теоретической механики: учеб. для машиностроит. и приборостроит. спец. вузов / Н. Н. Никитин. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1990. – 607 с.
7. Яблонский, А. А. Курс теоретической механики : учебник. / А. А. Яблонский, В. М. Никифорова – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. школа, 1966. – 439 с.

References

1. Intensifikaciya tekhnologicheskikh processov v apparatah adaptivnogo dejstviya : kollektiv. monografiya / L. A. Sivachenko [i dr.] : pod nauch. red. L. A. Sivachenko ; M-vo obrazovaniya Resp. Belarus', Baranovich. gos. un-t. – Barano-vichi : BarGU, 2020. – 359 s.
2. Patapaŭ, U. A. Raspracoŭka algarytmu analitychnaga metadu kinematychnaga analizu chatyrohzhvonnaga mekhanizma lancuzhnaga agregata / U. A. Patapaŭ [i insh.] // Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. – 2022. – № 2. – S. 105–112.
3. Kambinavany metady silavoga analizu pryvadnoga mekhanizma lancuzhnaga agregata / U. A. Patapaŭ, S. I. Rusan, L. A. Sivachenka // Vestn. BarGU. Ser. Tekhnicheskie nauki. – 2022. – № 2. – S. 36–46.
4. Patapaŭ, U. A. Madeliravanne i analiz silavoga ŭzaemadzeyannya zvennyaj u rabochaj kamery lancuzhnaga agregata / U. A. Patapaŭ, S. I. Rusan, L. A. Sivachenka // Vestnik Brestsko-go gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. – 2023. – № 1. – S. 95–108.
5. Patapaŭ, U. A. Metodyka ŭstanaŭlennya zalezhnascej pamizh kaardynatami i vuglami ŭ sisteme dzvjuh akruzhnascej, zluchanyh adrezkam / U. A. Patapaŭ, S. I. Rusan, L. A. Sivachenka // Mekhanika. Issledovaniya i innovacii. – 2021. – Vyp.14. – S. 174–182.
6. Nikitin, N. N. Kurs teoreticheskoj mekhaniki: ucheb. dlya mashinostroita. i priborostroita. spec. vuzov / N. N. Nikitin. – 5-e izd., pererab. i dop. – M. : Vyssh. shk., 1990. – 607 s.
7. Yablonskij, A. A. Kurs teoreticheskoj mekhaniki : uchebnik. / A. A. Yablonskij, V. M. Nikiforova – 3-e izd., ispr. i dop. – M.: Vyssh. shkola, 1966. – 439 s.

Материал поступил 17.04.2023, одобрен 07.05.2023, принят к публикации 15.05.2023