

УДК 531.2:621.926.9+621.928

DOI 10.52928/2070-1616-2024-49-1-45-53

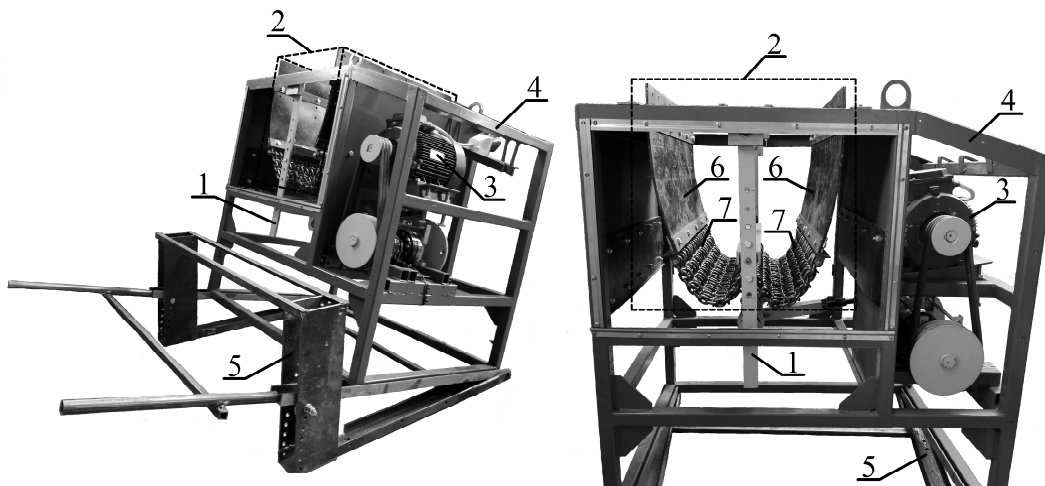
**ДАСЛЕДАВАННЕ СТАНОВІШЧА РАЎНАВАГІ МЕХАНІЗМАЎ
РАБОЧАЙ КАМЕРЫ ЛАНЦУЖНАГА АГРЭГАТА**

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

Аб'ектам даследавання з'яўляецца рабочая камера ланцужнага агрэгата. Разглядаецца прапанаваная раней яе трохстрыжнявая мадэль у становішчы раўнавагі пад дзеяннем сіл цяжару, форма якой вызначалася з дапамогай вуглавых параметраў α_1 і α_n , запазычаных з досведу. Тут, у новым даследаванні, прапануецца варыянт аналітычнага вызначэння названых параметраў. Для дасягнення мэты атрыманы трансцэдэнтныя ўраўненні і распрацаваны алгарытм метаду паслядоўных набліжэнняў для іх рашэння. Алгарытм выкарыстаны для лічбавых даследаванняў характару змянення вуглоў α_n , α_1 у залежнасці ад суадносін сіл цяжару, прыкладзеных у кінематычных парах, і вугла павароту крывашыта. Пабудаваны адпаведныя графікі. Устаноўлена, што нахіленне плоскасці руху рабочых органаў камеры не ўплывае на вуглавыя параметры, атрыманыя для становішча раўнавагі ў вертыкальнай плоскасці.

Ключавыя словы: ланцужны агрэгат, рабочая камера, трохстрыжнявая мадэль, становішча раўнавагі, вуглавыя параметры, трансцэдэнтныя ўраўненні, нахіленае становішча.

Уступ. Адной з перспектывных машын для працэсаў дэзінтэграцыі і класіфікацыі матэрыялаў з'яўляецца ланцужны агрэгат. Ён можа быць выкарыстаны, у прыватнасці, для дэзінтэграцыі мелу, мергелю, трэпелу і шэрагу іншых матэрыялаў, а таксама для класіфікацыі (ачытскі) друзавага баласту чыгуначнага пуці. Канструкцыі і функцыянаванне ланцужных агрэгатаў падрабязна апісаны ў манаграфіі [1]. Агульны выгляд эксперыментальнага абразца ланцужнага агрэгата з механізмам змены вугла нахілу рамы прадстаўлены на рысунку 1.



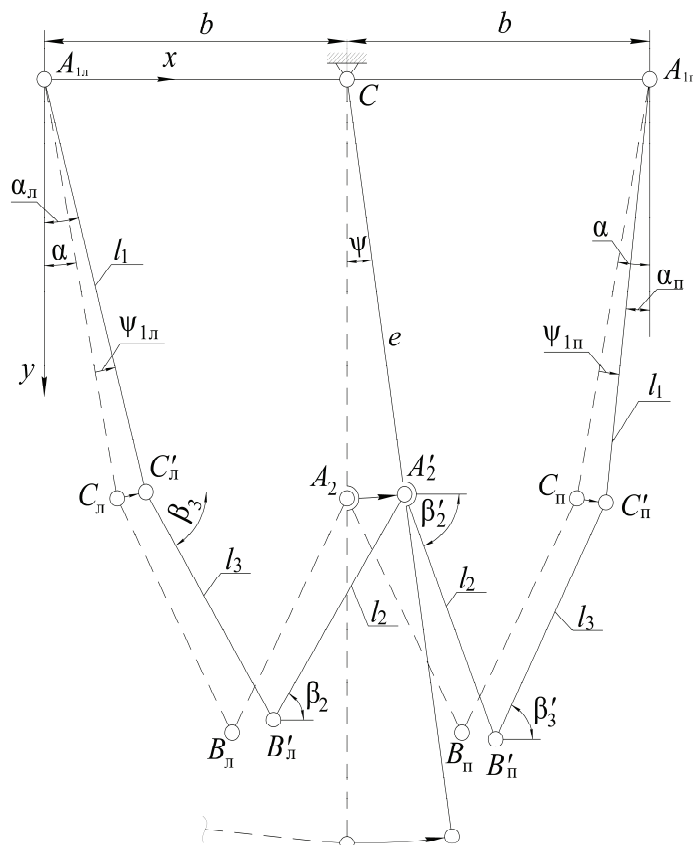
1 – чатырохзвенны прывадны механізм; 2 – рабочая камера; 3 – электрарухавік; 4 – рама;
5 – механізм змены вугла нахілу рамы; 6 – гнуткія сценкі; 7 – ланцужныя палотны

**Рысунк 1. – Эксперыментальны абразец ланцужнага агрэгата
ў зборы з механізмам змены вугла нахілу рамы**

Яго канструкцыя ўяўляе складаную механічную сістэму, утвораную чатырохзвенным прывадным механізмам 1 агрэгата і рабочай камерай 2. Апошняя складаецца з гнуткіх сценак 6 і ланцужных палотнаў 7 – рабочых органаў агрэгата (гл. рысунк 1). Характар іх руху вызначае эфектыўнасць тэхналагічных працэсаў дэзінтэграцыі і класіфікацыі [2–4]. Аднак кінематыка механізмаў з гнуткімі звянамі – сценак і ланцужнымі палотнамі – не распрацавана. Намі зроблена спроба кампенсаваць названы прабел у механіцы ланцужных механізмаў шляхам іх набліжанага мадэліравання. Для дасягнення мэты выбраны індуктывны метада – паступовы пераход ад прасцейшых мадэлей да больш складаных. На пачатку даследавання разглядалася двухстрыжнявая мадэль рабочага органа камеры [5], затым – трохстрыжнявая (камбінаваная)

[6]. Апошня з іх прадстаўлена на рысунку 2, дзе яна паказана пункцірам у сыходным становішчы (пры $\psi = 0$).

Недахоп апісанага ў рабоце [6] метаду яе даследавання заключаецца ў тым, што вызначальныя вуглы $\alpha_n = \alpha + \psi_{1n}$, $\alpha_n = \alpha - \psi_{1n}$ даводзілася ўстанаўліваць доследным шляхам. Тут, у нашым новым даследаванні, прапануецца алгарытм іх аналітычнага вылічэння. Класічны спосаб вызначэння становішча раўнавагі кансерватыўнай сістэмы, а значыць, і вуглоў α_n , α_n , патрабуе даследавання мінімуму яе патэнцыяльнай энергіі. Але такі спосаб для нашай складанай мадэлі прыводзіць да надта вялікага аб'ёму аналітычных пераўтварэнняў. Таму намі для дасягнення мэты выкарыстаны звычайныя статычныя ўмовы раўнавагі сістэмы.



Рысунк 2. – Трохстрыжнявая мадэль рабочай камеры ланцужнага аграгата

Вызначэнне геаметрычных суадносін у мадэлях механізмаў рабочай камеры. Яны спатрэбяцца ў далейшым для складання статычных умоў раўнавагі. Фрагменты механізмаў рабочай камеры ў адвольным становішчы (пры адхіленні каромысла ўправа на вугал ψ) паказаны на рысунках 3, 4.

Нагадаем, што паводле прынятых мадэлей масы гнуткіх сценак і ланцужных палотнаў прыводзяцца да вертыкальнай плоскасці сіметрыі аграгата, што праходзіць праз шатун. На рысунках 2, 3, 4 сценкі прадстаўлены стрыжнямі l_1 , а ланцужныя палотны – стрыжнямі l_2 , l_3 . Вуглы, што ўтвараюць стрыжні l_1 з вертыкалямі ў становішчы раўнавагі, абазначым праз α . Пры адхіленні каромысла ад вертыкалі на вугал ψ яны паварочваюцца на ψ_{1n} , ψ_{1n} (гл. рысунк 2). Мадэль рабочага органа камеры з улікам каромысла мае дзве ступені свабоды. Таму паварот сценак наўпрост не залежыць ад руху каромысла. Мяркуем, што яны рухаюцца сінхронна з каромыслам; пры гэтым $\psi_{1n} = k_n \psi$, $\psi_{1n} = k_n \psi$. Каэфіцыенты k_n , k_n вызначаюцца з досведу. Пры сіметрычных паваротах каромысла ўлева і ўправа адносна вертыкалі прымаем $k_n = k_n$.

Пры змяненні вуглоў α_n , α_n змяняюцца і вуглы β_2 , β_3 , β'_2 , β'_3 . Запасычым формулы для іх вылічэння праз α_n , α_n з артыкула [6]. Для левай паловы рабочай камеры $\beta_2 = \arcsin b_2$, $\beta_3 = \arcsin b_3$. Тут $b_2 = \left[2l_y f \pm \sqrt{4l_y^2 f^2 - 4(l_x^2 + l_y^2)(f^2 - l_x^2)} \right] / 2(l_x^2 + l_y^2)$; $b_3 = (l_y + l_2 \sin \beta_2) / l_3$, $f = l_y \sin \beta_2 - l_x \cos \beta_2$, дзе $l_x = x_{A'_2} - x_{C'_n}$, $l_y = y_{A'_2} - y_{C'_n}$, $x_{C'_n} = l_1 \sin \alpha_n$, $y_{C'_n} = l_1 \cos \alpha_n$, $x_{A'_2} = b + e \sin \psi$, $y_{A'_2} = e \cos \psi$. Геаметрычныя параметры b , e паказаны на рысунку 2.

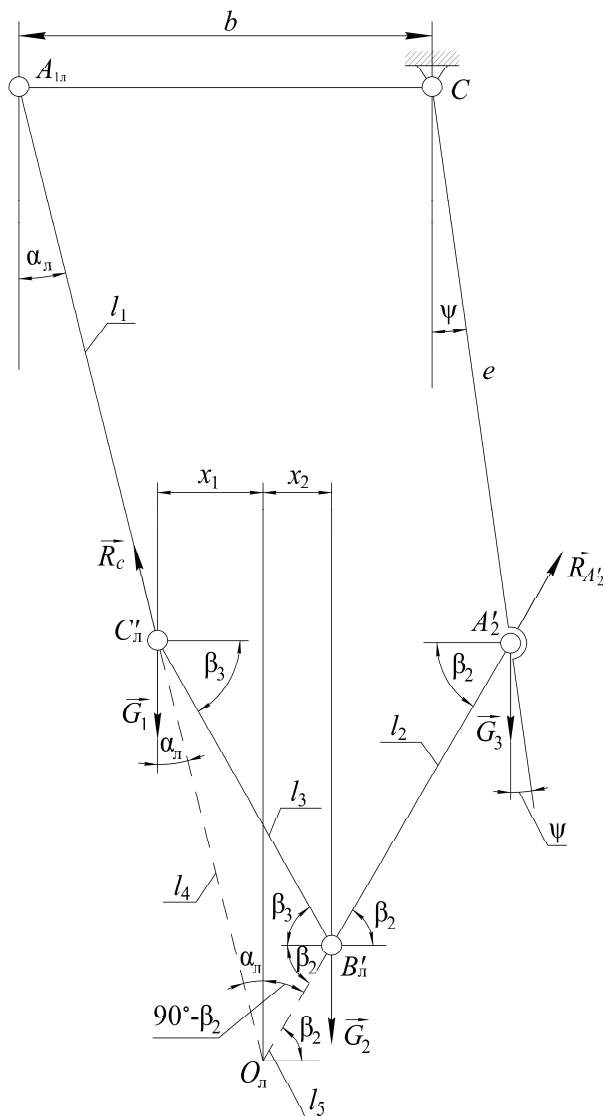


Рисунок 3. – Фрагмент трохсуставної моделі
робочага органа
лівої палови камери (да аналізу раўнавагі)

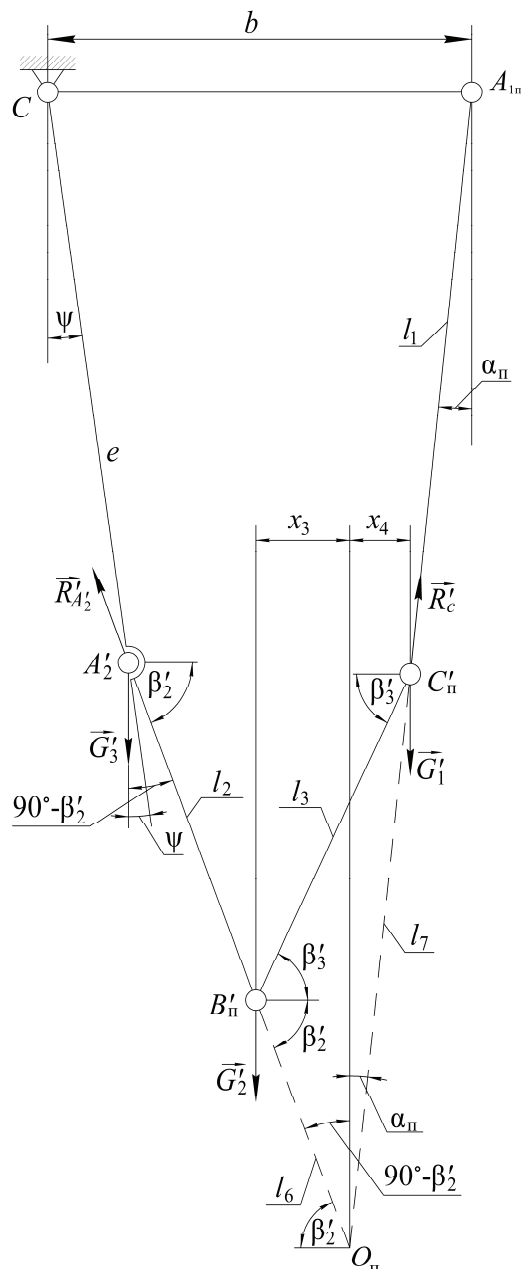


Рисунок 4. – Фрагмент трохсуставной модели
рабочага органа
правой палови камери (да аналізу раўнавагі)

Звернемся да рысунка 3. Пункт перасячэння ліній, вызначаных звеннямі l_1 , l_2 , абазначым літарай O_n . Стораны ўтворанага трохвугольніка $C'_n B'_1 O_n$ знаходзім на падставе тэарэмы сінусаў: $l_4 / \sin(\beta_2 + \beta_3) = l_3 / \sin(90^\circ - \beta_2 + \alpha_n)$, $l_5 / \sin(90^\circ - \beta_3 - \alpha_n) = l_3 / \sin(90^\circ - \beta_2 + \alpha_n)$; адсюль

$$l_4 = k_1 l_3; l_5 = k_2 l_3,$$

дзе $k_1 = \sin(\beta_2 + \beta_3) / \sin(90^\circ - \beta_2 + \alpha_n)$; $k_2 = \sin(90^\circ - \beta_3 - \alpha_n) / \sin(90^\circ - \beta_2 + \alpha_n)$.

Знаходзім праекцыі старон l_4 , l_5 на вось $A_{1n}x$:

$$x_1 = l_4 \sin \alpha_n, x_2 = l_5 \cos \beta_2. \quad (1)$$

Алгарытм вылічэння праекцый x_3 , x_4 для правай паловы рабочай камеры (гл. рысунак 4) аналагічны. Паводле таго ж артыкула [6]

$$\beta'_2 = \arcsin b'_2; \quad \beta'_3 = \arcsin b'_3; \quad b'_2 = \left[2l'_y f' \pm \sqrt{4(l'_y)^2 (f')^2 - 4[(l'_x)^2 + (l'_y)^2][(f')^2 - (l'_x)^2]} \right] / \left[2[(l'_x)^2 + (l'_y)^2] \right];$$

$$b'_3 = (y_{B'_n} - y_{C'_n}) / l_3; \quad f' = \left\{ l_3^2 - l_2^2 - [(l'_x)^2 + (l'_y)^2] \right\} / 2l_2, \quad \text{дзе} \quad l'_x = x_{C'_n} - x_{A'_2}; \quad l'_y = y_{A'_2} - y_{C'_n}; \quad x_{C'_n} = 2b - l_1 \sin \alpha_n;$$

$$y_{C'_n} = l_1 \cos \alpha_n; \quad \text{формулы для вылічэння } x_{A'_2}, y_{A'_2} \text{ прыведзены вышэй.}$$

Звяртаемся да рысунка 4. Пункт перасячэння ліній, зададзеных звеннямі l_1, l_2 , абазначым літарай O_n . Стораны l_6, l_7 , трохвугольніка $C'_n B'_n O_n$, як і раней, знаходзім на падставе тэарэмы сінусаў: $l_6 / \sin(90^\circ - \alpha_n - \beta'_3) = l_3 / \sin(90^\circ + \alpha_n - \beta'_2)$; $l_7 / \sin(\beta'_2 + \beta'_3) = l_3 / \sin(90^\circ + \alpha_n - \beta'_2)$. Адсюль вызначаем: $l_6 = k_3 l_3$; $l_7 = k_4 l_3$, дзе $k_3 = \sin(90^\circ - \alpha_n - \beta'_3) / \sin(90^\circ + \alpha_n - \beta'_2)$; $k_4 = \sin(\beta'_2 + \beta'_3) / \sin(90^\circ + \alpha_n - \beta'_2)$.

Знаходзім праекцыі старон l_6, l_7 трохвугольніка $B'_n C'_n O_n$ на вось C_x :

$$x_3 = l_6 \cos \beta'_2, \quad x_4 = l_7 \sin \alpha_n \quad (2)$$

Умовы раўнавагі рабочых механізмаў камеры. Нагадаем, што мэтай нашага даследавання з'яўляецца вызначэнне становішча раўнавагі (формы) рабочых органаў агрэгата пры ветыкальным і адхіленым каромысле. Для гэтага неабходна знайсці вуглы α_n, α_n . Усе астатнія – $\beta_2, \beta_3, \beta'_2, \beta'_3$ – вызначаюцца як функцыі α_n, α_n па прыведзеных вышэй формулах. Рэальныя ці мысленныя эксперыменты дазваляюць заўважыць, што значэнні α_n, α_n залежаць ад размераў звенняў, іх мас і масы рэчыва на ланцужных палотнах. Таму ўзнікае неабходнасць у правядзенні статычнага сілавога аналізу механізмаў. Будзем меркаваць, што звенні пастаяннага папярочнага сячэння і іх масы пароўну размеркаваны паміж канцавымі парамі (шарнірамі). Маса рэчыва ў кожнай палове камеры прыводзім да трох шарніраў: C'_n, B'_n, A'_2 у левай палове і A'_2, B'_n, C'_n у правай. Пры гэтым адну яго палову засяроджваем у шарнірах B'_n, B'_n , а другую размяркоўваем пароўну паміж шарнірамі C'_n, A'_2 і A'_2, C'_n . Адпаведныя масам сумарныя сілы цяжару на рысунках 3 і 4 абазначаны літарамі $\vec{G}_i, \vec{G}'_i (i = 1, 2, 3)$. Сілы, прыкладзеныя ў шарнірах A_{1n}, A_{1n} , на рысунках не паказаны, паколькі яны, як і сіла \vec{G}_3 , на раўнавагу рабочых механізмаў не ўплываюць.

Каб знайсці велічыні α_n, α_n , якія адпавядаюць атрыманым сілам цяжару, неабходна скласці ўмовы раўнавагі асобна для механізмаў левай і правай паловаў рабочай камеры агрэгата. Для гэтага выкарыстаем методыку, выкладзеную ў курсах тэарэтычнай механікі [7–11] і іншых. У якасці аб'ектаў раўнавагі разгледзім самі рабочыя механізмы. Знешнімі сувязямі для іх з'яўляюцца шарніры A_{1n}, A'_2 і A'_2, A_{1n} . Рэакцыі гэтых шарніраў перанесены ў пункты C'_n, C'_n і на рысунках 3, 4 абазначаны літарамі \vec{R}_C, \vec{R}'_C . Цэнтрамі момантаў прымаем пункты O_n, O_n . Запісваем умовы раўнавагі: $G_1 x_1 - G_2 x_2 = 0$; $G'_2 x_3 - G'_1 x_4 = 0$. Дзелім першую роўнасць на G_2 , другую на G'_2 :

$$\mu x_1 - x_2 = 0; \quad \mu x_4 - x_3 = 0, \quad (3)$$

дзе $\mu = G_1 / G_2 = G'_1 / G'_2$. Перапісваем (3) з улікам (1), (2):

$$\mu l_4 \sin \alpha_n - l_5 \cos \beta_2 = 0; \quad (4)$$

$$\mu l_7 \sin \alpha_n - l_6 \cos \beta'_2 = 0. \quad (5)$$

З ураўнення (4) вызначаецца вугал α_n , з ураўнення (5) – α_n .

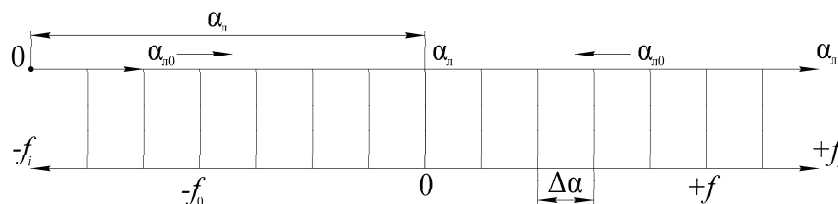
Алгарытм метаду паслядоўных набліжэнняў. Звычайнае дакладнае рашэнне трансцэдэнтных ураўненняў (4), (5) у агульным выглядзе немагчыма. Прыменім метады паслядоўных набліжэнняў, выкарыстоўваючы прыватныя значэнні геаметрычных параметраў і суадносінаў μ . Яго сутнасць разгледзім на прыкладзе ўраўнення (4). Пачатковае значэнне (нулявое набліжэнне) вугла $\alpha_n = \alpha_{n0}$ прымаем адвольна, грунтуючыся на досведзе. Левую частку ўраўнення будзем разглядаць як функцыю дыскрэтнай пераменнай α_{ni} (i – нумар набліжэння). Абазначым яе праз $F(\alpha_{ni})$. Ураўненне (4) перапішам у выглядзе

$$F(\alpha_{ni}) = \pm f_i. \quad (6)$$

Велічыню f_i назавем дэфектам функцыі $F(\alpha_{ni})$. Пры змяненні значэння α_{ni} змяняецца і дэфект f_i . Працэс паслядоўных набліжэнняў заключаецца ў пошуку такой велічыні $\alpha_{ni} = \alpha_n$, пры якой дэфект дасягае

значення $f_i = 0$ (ці близька до нуля). Сумесны аналіз рысунка 2 і ўраўнення (4) паказвае, што павелічэнне вугла α_{li} ў пэўных межах вядзе да павелічэння першага складніка ў гэтым ураўненні і памяншэння другога.

Пры рэалізацы метаду паслядоўных набліжэнняў мэтазгодна кіравацца схемай, паказанай на рысунку 5.

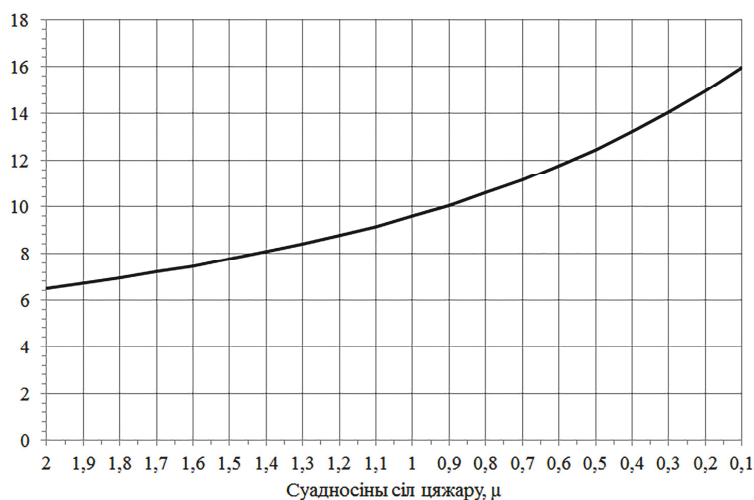


Рысунк 5. – Схема да алгарытму метаду паслядоўных набліжэнняў

На верхняй восі адкладзены дыскрэтныя аргументы ўраўнення (6), на ніжняй – адпаведныя значэнні яго дэфектаў. На шкале аргументаў адрэзкам $0\alpha_n$ абазначаны шукаемы вугал для левага механізма камеры. Як відаць, да яго можна набліжацца, рухаючыся ад меншых значэнняў α_{li} злева направа, ці ад большых – справа налева. На схеме напрамкі руху паказаны стрэлкамі. Яны вызначаюцца па знаку (\pm) дэфектаў f_i . Уявім, што нулявому набліжэнню α_{l0} адпавядае адмоўны дэфект ($-f_0$) (гл. рысунк 5). Тады першае набліжэнне патрэбна шукаць пры $\alpha_{l1} = \alpha_{l0} + \Delta\alpha$, г.зн. рухацца злева направа ($\Delta\alpha$ – малое прырашчэнне вугла α). І наступныя набліжэнні таксама вызначаюцца з дадатным $\Delta\alpha$: $\alpha_{li} = \alpha_{l(i-1)} + \Delta\alpha$. Працэс набліжэнняў прыпыняецца, як ужо адзначалася, пры тым значэнні α_{li} , якому адпавядае $f_i = 0$, ці атрымліваецца, што больш верагодна, першы дадатны дэфект. Пры дадатным дэфекце ў якасці канчатковага значэння вугла α_n належыць прыняць сярэдняе арыфметычнае з двух яго апошніх набліжэнняў або працягнуць працэс пры меншых $\Delta\alpha$, рухаючыся справа налева.

Калі ж пры нулявым набліжэнні атрымаем дадатны дэфект, то працэс набліжэнняў выконваецца справа налева паводле формулы $\alpha_{li} = \alpha_{l(i-1)} - \Delta\alpha$.

Для даследавання залежнасці вуглоў α_l і α_n ад суадносін сіл цяжару μ і вугла павароту крывашыпа φ_k канкрэтызуем геаметрычныя параметры сістэмы; прымем: $l_1 = 0,285$ м; $l_2 = 0,175$ м; $l_3 = 0,175$ м; $b = 0,205$ м; $e = 0,28$ м. Вынікі разлікаў на падставе ўраўненняў (4), (5) прадстаўляем у выглядзе графікаў. Графік на рысунку 6 ілюструе залежнасць вуглоў α_l і α_n ад параметра μ пры $\psi = 0$.



На восі ардынаты паказаны велічыні вуглоў α_l і α_n

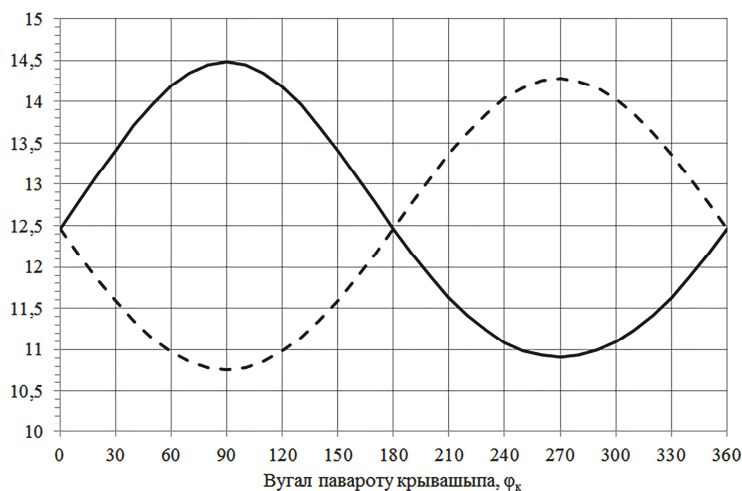
Рысунк 6. – Графік змянення вуглоў α_l і α_n у залежнасці ад суадносін сіл цяжару μ

Як відаць з рысунка, з памяншэннем суадносін сіл цяжару μ , гэта значыць з павелічэннем сіл цяжару ў пунктах B_l і B_n , вуглы α_l і α_n павялічваюцца паводле закона, блізкага да лінейнага.

Нагадаем, што ў якасці прываднага механізма ў ланцужным аграце выкарыстоўваецца чатырохзвенны механізм, уваходным звяном якога з'яўляецца крывашып; вугал яго павароту абазначым праз φ_k і пабудуем графік змянення вуглоў α_l і α_n у залежнасці ад гэтага вугла, выкарыстоўваючы раней распрацаваную метадку

ўстанаўлення залежнасці паміж вуглом павароту каромысла ψ і кривашыпа φ_k [12]. Для гэтага ўводзім безразмерныя параметры прываднога механізма і прымаем $\rho = 0,1$ і $\lambda = 1$.

Графік змянення вуглоў α_l і α_n у залежнасці ад вугла павароту кривашыпа φ_k пры $\mu = 0,5$ прадстаўлены на рысунку 7: суцэльная лінія – для левай паловы рабочай камеры, пункцірная – для правай.



На восі ардынат паказаны велічыні вуглоў α_l і α_n

Рысунк 7. – Графік змянення вуглоў α_l і α_n у залежнасці ад вугла павароту кривашыпа φ_k

Прадстаўлены графік на рысунку 7 дазваляе вызначаць вуглы α_l і α_n пры розных становішчах кривашыпа, а значыць і каромысла.

Аб раўнавазе рабочых органаў камеры ў нахіленым агрэгате. Некаторыя тэхналагічныя працэсы па перапрацоўцы матэрыялаў неабходна выконваць у нахіленым агрэгате. Гэта патрабуе пэўных удакладненняў у прыведзеныя раней разлікі, у алгарытмах якіх меркавалася, што ўсе звенні рабочых органаў камеры рухаюцца ў вертыкальных плоскасцях. Прывадным звяном для рабочых механізмаў з'яўляецца каромысел. З аналізу яго перамяшчэнняў і пачнем вывучэнне асаблівасцей руху ў нахіленых плоскасцях.

На рысунку 8, а схематычна пункцірам паказана рама агрэгата ў гарызантальным становішчы, а суцэльнай лініяй – у павернутым на вугал α_n вакол восі Vx .

Мяркуюцца, што вось Vx перпендыкулярная да плоскасці чарцяжа і паралельная да плоскасці павароту здвоенага каромысла. Апошняя на рысунку 8, а абазначана літарамі $ПП$ і $П'П'$ (праецыруюцца ў лініі), а восі павароту каромысла – праз Cx , $C'x$. На рысунку 8, б прадстаўлены від па стрэлцы А на плоскасці павароту каромысла. Пры гэтым восі Cx і $C'x$ для зручнасці параўнальнага аналізу сумешчаны. Літарамі ψ абазначаны сапраўдныя амплітудныя вуглы павароту каромысла ў плоскасці $ПП$ (рысунк 8, а), а праз ψ' – іх фронтальныя праекцыі з павернутай вакол восі Cx на вугал α_n плоскасці $П'П'$. Залежнасць паміж гэтымі вугламі ўстанаўліваецца з дапамогай аксанаметрычнага рысунка 9, на якім вертыкальная плоскасць Π перамяшчэння каромысла павернута на вугал α_n у становішча Π' .

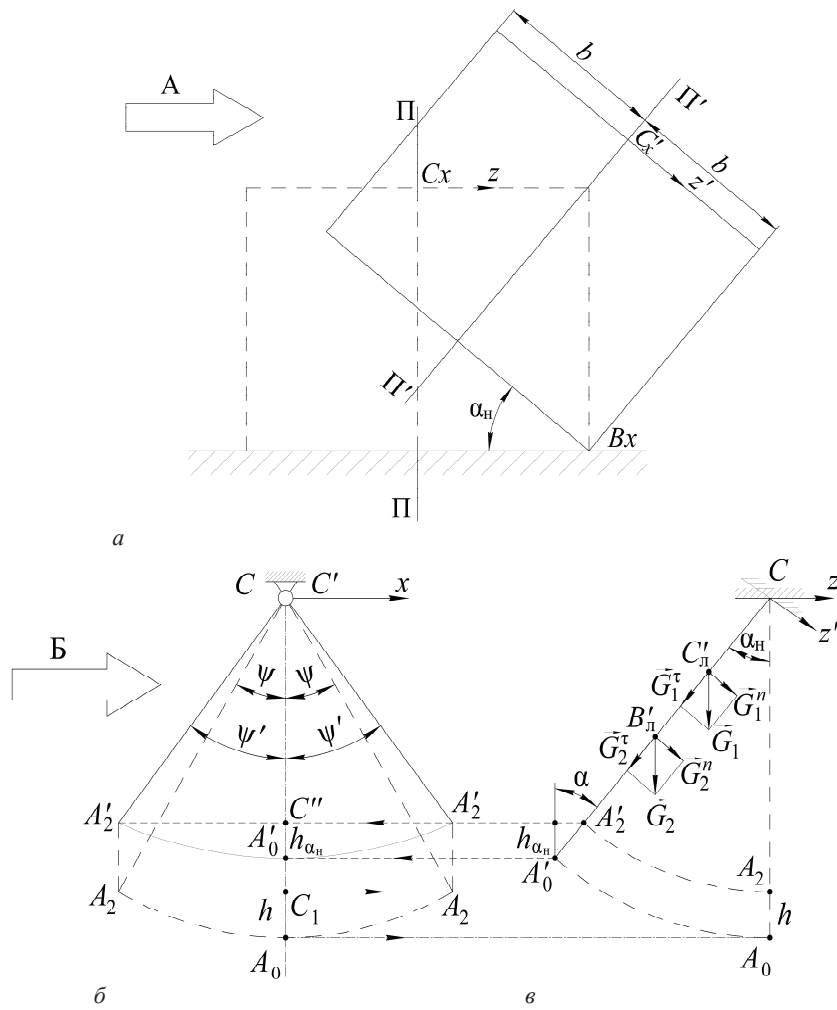
Даўжыні адрэзкаў A_2C'' і $A_2'A_3$ можна выразіць па-рознаму з двух трохвугольнікаў: $A_2'A_3C$, A_2CC_1 і $A_2''A_3A_2'$, $A_2'A_3C$. Параўняўшы знойдзеныя даўжыні, атрымаем роўнасці: $e' \sin \psi' = e \sin \psi$; $e' \cos \psi' = e \cos \psi \cos \alpha_n$. Пасля іх сумесных пераўтварэнняў прыходзім да наступнай залежнасці:

$$\sin \psi' = \sin \psi / \sqrt{\sin^2 \psi + \cos^2 \psi \cos^2 \alpha_n} \quad (7)$$

Як відаць з формулы (7), з павелічэннем вугла павароту α_n павялічваецца і праекцыя ψ' на фронтальную плоскасць амплітуднага вугла ψ павароту каромысла.

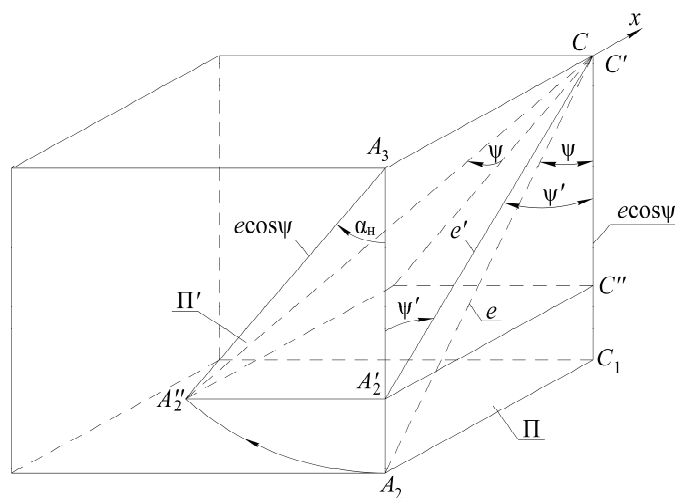
Зноў звернемся да рысунка 8, б. На ім, як і на рысунку 9, пункцірам паказаны каромысел у вертыкальнай плоскасці, а суцэльнай – яго фронтальная праекцыя з павернутай на вугал α_n плоскасці. Для выразнасці далейшых пабудов вугал α_n на рысунку 8, в павялічаны.

На рысунках відаць, што пры павароце каромысла ў вертыкальнай плоскасці на амплітудныя вуглы ψ канец каромысла падымаецца з ніжняга становішча A_0 ў верхняе A_2 на вышыню $h = A_0C_1$, а пры яго павароце ў нахіленай плоскасці – на вышыню $h_{\alpha_n} = A_0'C''$.



а – схема павароту рамы агрегата; **б** – від на стрэлцы А; **в** – від на стрэлцы Б

Рисунак 8. – Ілюстрацыя да аналізу перамяшчэння каромысла ў нахіленай плоскасці



Рысунак 9. – Схема павароту плоскасці Π руху каромысла CA_2 на вугал α_n

Знойдзем h і h_{α_n} . Заўважаем, што на рысунку 8, б крывая $A_2A_0A_2$ ўяўляе сабой дугу акружнасці радыуса e , а крывая $A_2'A_0'A_2'$ – дугу эліпса з паўвосьмі, роўнымі e і $e \cos \alpha_n$. Пры гэтым

$h = CA_0 - CC_1 = e - e \cos \psi = e(1 - \cos \psi)$. Пераносім h з рисунка 8, b на рисунок 8, e спачатку на вертыкальную плоскасць CA_0 , а затым на нахіленую CA'_0 , дзе атрымліваем $h_{\alpha_n} = h \cos \alpha_n$. Канчаткова:

$$h_{\alpha_n} = e(1 - \cos \psi) \cos \alpha_n. \quad (8)$$

Як бачым з формулы (8), павелічэнне вугла нахілу α_n прыводзіць да памяншэння высаты h_{α_n} пад'ёму пункта A_2 . Яна таксама памяншаецца і пры набліжэнні пункта A_2 да восі павароту Sx . Атрыманая інфармацыя пра залежнасць вышыні h_{α_n} ад параметраў α_n і e дазваляе аргументавана прагназаваць аптымальную магутнасць прываднога рухавіка агрэгата ў дынамічным аналізе.

Звернемся да вызначэння вуглоў α_n , α_n для рабочых механізмаў камеры ў яе нахіленым становішчы. Мяркуем, што рабочыя механізмы пры нахіленні агрэгата застаюцца ў адной плоскасці з каромыслам. Тады для даследавання ўплыву павароту плоскасці на вуглы α_n , α_n можна скарыстацца рысункам 8. Пераносім сілы G_1 , G_2 з рисунка 3 на рисунок 8, e , дзе раскладваем іх на нармальныя да плоскасці G_1^n , G_2^n і тангенцыяльныя G_1^t , G_2^t складаемыя. На раўнавагу рабочых механізмаў у нахіленай на вугал α_n плоскасці ўплываюць толькі складаемыя G_1^t , G_2^t , якія вылічваюцца па формулах $G_1^t = G_1 \cos \alpha_n$, $G_2^t = G_2 \cos \alpha_n$. Знаходзім суадносіны для ўраўнення (4): $\mu = G_1^t / G_2^t = G_1 / G_2$. Як бачым, яны не змяніліся. Тое ж атрымаем і для правага рабочага механізма. Прыходзім да высновы, што нахіл плоскасці перамяшчэння рабочых органаў камеры не ўплывае на іх становішча раўнавагі і вызначаецца тымі ж ураўненнямі (4), (5), што атрыманы для вертыкальнай плоскасці перамяшчэння. Аднак пры нахіленай плоскасці на механізмы дзейнічае прасторавая сістэма сіл, што адмоўна ўплывае на рэакцыі ў кінематычных парах.

Заклучэнне. У даследаванні атрыманы ўраўненні для вызначэння вуглавых параметраў, якія ўстанаўліваюць палажэнне раўнавагі механізмаў рабочай камеры. Прапанаваны алгарытм паслядоўных набліжэнняў для іх рашэння. Паказана, што нахіленне плоскасці руху рабочых органаў камеры не ўплывае на вуглавые параметры, атрыманыя для становішча раўнавагі ў вертыкальнай плоскасці.

ЛІТАРАТУРА

1. Интенсификация технологических процессов в аппаратах адаптивного действия / Л.А. Сиваченко, Л.Л. Сотник, В.А. Сиваченко и др.; под науч. ред. Л.А. Сиваченко. – Барановичи: БарГУ, 2020. – 359 с.
2. Потапов В.А., Сиваченко Л.А. Цепной агрегат с волновой рабочей камерой и адаптивным механизмом силового воздействия для переработки влажных сырьевых материалов // Вестн. БарГУ. Сер. Техн. науки. – 2020. – Вып. 8. – С. 98–105.
3. Потапов В.А., Сиваченко Л.А., Дремук В.А. Исследование влияния режимов работы цепного агрегата на показатели процесса измельчения мела в технологии производства извести // Вестн. БарГУ. Сер. Техн. науки. – 2021. – Вып. 9(1) – С. 37–43.
4. Сиваченко Л.А., Потапов В.А., Кузьменкова М.С. Многоцелевые технологические аппараты с гибким волновым рабочим оборудованием // Вестн. БГТУ им. В.Г. Шухова. Машиностроение и машиноведение. – 2022. – № 9. – С. 88–98. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-9-88-98
5. Патапаў У.А., Русан С.І., Сівачэнка Л.А. Мадэліраванне і аналіз сілавога ўзаемадзеяння звянаў у рабочай камеры ланцужага агрэгата // Вестн. Брест. гос. техн. ун-та. – 2023. – №1(130). – С. 95–108. DOI: 10.36773/1818-1112-2023-130-1-95-108
6. Патапаў У.А., Русан С.І., Сівачэнка Л.А. Камбінаваная і трохстрыжняя мадэль рабочых органаў камеры ланцужага агрэгата і іх даследаванне // Вестн. Брест. гос. техни. ун-та. – 2023. – № 2(131). – С. 85–92. DOI: 10.36773/1818-1112-2023-131-2-85-92
7. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики: учеб. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1990. – 607 с.
8. Яблонский А.А., Никифорова В.М. Курс теоретической механики: учеб. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. шк., 1966. – 439 с.
9. Хвасько Г.М. Курс тэарэтычнай механікі. – Мінск: БДТУ, 2000. – 354 с.
10. Хвасько Г.М. Тэарэтычная механіка. Практыкум: у 2 ч. – Мінск: БДТУ, 2004. – Ч. 1. – 187 с.
11. Чигарев А.В., Чигарев Ю.В. Курс теоретической механики: учеб. пособие. – Минск: Новое знание; М.: ЦУПЛИ, 2010. – 399 с.
12. Патапаў У.А., Русан С.І., Сівачэнка Л.А. Даследаванне асіметрыі ваганняў выхаднога звяна прываднога механізма ланцужага агрэгата // Механика. Исследования и инновации. – 2021. – Вып. 14. – С. 167–173.

REFERENCES

1. Sivachenko, L.A., Sotnik, L.L., Sivachenko, T.L., Potapov, V.A., Abdusalikova, G.M., Korzun, I.M. ... Dydyshko, I.M. (2020). *Intensyfikatsiya tekhnologicheskikh protsessov v apparatakh adaptivnogo deistviya*. Baranavichy: Baranavichy State University. (In Russ.)
2. Potapov, V.A. & Sivachenko, L.A. (2020). Tsepnoi agregat s volnvoi rabochei kameroy i adaptivnym mekhanizmom silovogo vozdeistviya dlya pererabotki vlazhnykh syr'evykh materialov [Chain unit with a wave working chamber and adaptive mechanism of force influence for reprocessing humid raw materials]. *Vestnik Baranovichskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Tekhnicheskie nauki [BarSU Herald. Series: Technical sciences]*, (8), 98–105. (In Russ., abstr. in Engl.)
3. Potapov, V.A., Sivachenko, L.A. & Dremuk, V.A. (2021). Issledovanie vliyaniya rezhimov raboty tsepnogo agregata na pokazateli protsessa izmel'cheniya mela v tekhnologii proizvodstva izvesti [Research of the influence of the operating modes

- of the chain unit on the indicators of the process of grinding chalk in the technology of lime production]. *Vestnik Baranovichskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Tekhnicheskie nauki* [BarSU Herald. Series: Technical sciences], 9(1), 37–44. (In Russ., abstr. in Engl.)
4. Sivachenko, L.A., Potapov, V.A. & Kuzmenkova, M.S. (2022). Mnogotsel'nyye tekhnologicheskie apparaty s gibkim volnovym rabochim oborudovaniem [Multifunctional technological apparatuses with flexible wave working equipment]. *Vestnik Belgorodskogo gosudarstvennogo tekhnologicheskogo universiteta imeni V.G. Shukhova* [Bulletin of Belgorod State Technological University named after V. G. Shukhov], 7(9), 88–98. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-9-88-98. (In Russ., abstr. in Engl.)
 5. Patapaŭ, U.A., Rusan, S.I. & Sivachenka, L.A. (2023). Madeliravanne i analiz silavoga žzaemadzeyannya zvennyaŭ u rabochai kamery lantsuzhnaga agregata [Modeling and analysis of force interaction of links in the working chamber of the chain unit]. *Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Vestnik of Brest State Technical University], 1(130), 95–108. DOI: 10.36773/1818-1112-2023-130-1-95-108. (In Belarus., abstr. in Engl.)
 6. Patapaŭ, U.A., Rusan, S.I. & Sivachenka, L.A. (2023). Kambinavanaya i trokhstryzhnyavaya modeli rabochykh organaŭ kamery lantsuzhnaga agregata i ikh dasledavanne [Combined and three-rod models of the working bodies of the chain unit chamber and their research]. *Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Vestnik of Brest State Technical University], 2(131), 85–92. DOI: 10.36773/1818-1112-2023-131-2-85-92. (In Belarus., abstr. in Engl.)
 7. Nikitin, N.N. (1990). *Kurs teoreticheskoi mekhaniki*. Moscow: Vysshaya shkola. (In Russ.)
 8. Yablonskii, A.A. & Nikiforova, V.M. (1966). *Kurs teoreticheskoi mekhaniki*. Moscow: Vysshaya shkola. (In Russ.)
 9. Khvyas'ko, G.M. (2000). *Kurs tearetychnai mekhaniki*. Minsk: BDTU. (In Belarus.)
 10. Khvyas'ko, G.M. (2004). *Tearetychnaya mekhanika. Praktykum*. Minsk: BDTU. (In Belarus.)
 11. Chigarev, A.V. & Chigarev, Yu.V. (2010) *Kurs teoreticheskoi mekhaniki*. Minsk: Novoe znanie. Moscow: TsUPL. (In Russ.)
 12. Patapaŭ U.A., Rusan S.I. & Sivachenka L.A. (2021). Dasledavanne asimetryi vagannyaŭ vykhadnoga zvyana pryvadnoga mekhanizma lantsuzhnaga agregata [Investigation of the asymmetry of the output link oscillations for the chain unit drive mechanism]. *Mekhanika. Issledovaniya i innovatsii* [Mechanics. Investigations and Innovations], (14), 167–173. (In Belarus., abstr. in Engl.)

Паступіў 05.01.2024

STUDY OF THE EQUILIBRIUM POSITION OF THE MECHANISMS OF THE WORKING CHAMBER OF A CHAIN UNIT

V. POTAPOV, S. RUSAN
(Baranavichy State University)
L. SIVACHENKO
(Belarusian-Russian University, Mogilev)

The object of study in the article is the working chamber of the chain unit. We consider its previously proposed three-rod model in the equilibrium position under the influence of gravity, the shape of which was determined using the angular parameters α_n and α_n borrowed from experience. Here, in a new study, a variant of the analytical determination of these parameters is proposed. To achieve the goal, transcendental equations are obtained and an algorithm for the successive approximation method is developed to solve them. An algorithm used for numerical studies of the nature of changes in angles α_n , α_n depending on the ratio of gravity forces applied in kinematic pairs and the crank rotation angle. The corresponding graphs have been built. It has been established that the inclination of the plane of movement of the working parts of the chamber does not affect the angular parameters obtained for the equilibrium position in the vertical plane.

Keywords: chain unit, working chamber, three-rod model, equilibrium position, angular parameters, transcendental equations; inclined position.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАВНОВЕСИЯ МЕХАНИЗМОВ РАБОЧЕЙ КАМЕРЫ ЦЕПНОГО АГРЕГАТА

В. ПОТАПОВ, С. РУСАН
(Барановичский государственный университет)
Л. СИВАЧЕНКО (Белорусско-Российский университет, Могилев)

Объектом исследования в статье является рабочая камера цепного агрегата. Рассматривается предложенная ранее ее трехстержневая модель в положении равновесия под действием сил тяжести, форма которой определялась с помощью угловых параметров α_n и α_n , заимствованных из опыта. Здесь, в новом исследовании, представлен вариант аналитического определения названных параметров. Для достижения цели получены трансцендентные уравнения и разработан алгоритм метода последовательных приближений для их решения. Алгоритм используется для числовых исследований характера изменения углов α_n и α_n в зависимости от соотношения сил тяжести, приложенных в кинематических парах, и угла поворота кривошипа. Построены соответствующие графики. Установлено, что наклон плоскости движения рабочих органов камеры не влияет на угловые параметры, полученные для положения равновесия в вертикальной плоскости.

Ключевые слова: цепной агрегат, рабочая камера, трехстержневая модель, положение равновесия, угловые параметры, трансцендентные уравнения, наклонное положение.