

УДК 531.8:621.926.9

У. А. ПАТАПАЎ¹, С. І. РУСАН¹, Л. А. СІВАЧЭНКА²¹Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт, Баранавічы, Беларусь²Беларуска-Расійскі ўніверсітэт, Магілёў, Беларусь

ДАСЛЕДАВАННЕ АСІМЕТРЫІ ВАГАННЯЎ ВЫХАДНОГА ЗВЯНА ПРЫВАДНОГА МЕХАНІЗМА ЛАНЦУЖНАГА АГРЭГАТА

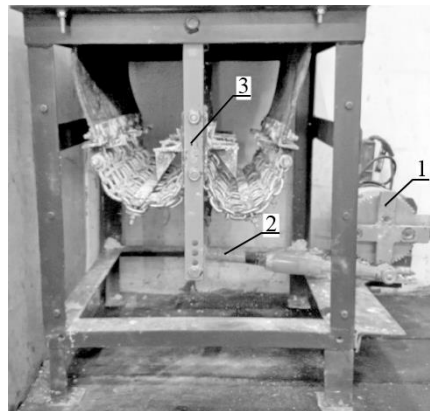
З выкарыстаннем геаметрычнага падыходу распрацавана метадыка вызначэння амплітудных вуглоў ваганняў выхаднога звяна чатырохзвеннага механізма. Прадстаўлена характарыстыка асіметрыі ваганняў і выкладзены спосабы дасягнення роўнасці амплітудных вуглоў маятнікавага рычага. Атрыманы вынікі пакладзены ў аснову праектавання эксперыментальных ланцужных агрэгатаў.

Ключавыя словы: ланцужны агрэгат, чатырохзвенны механізм, амплітудныя вуглы, маятнікавы рычаг, асіметрыя.

Уступ. Ланцужныя агрэгаты з'яўляюцца новым тыпам абсталявання, якое пасля неабходных даследаванняў зможна знайсці выкарыстанне ў якасці здрабняльных, сепаравальных і сушыльных машын у розных галінах вытворчасці [1–4]. Але каб гэта адбылося, патрабуецца распрацоўка агульнай тэорыі рабочых працэсаў такой канструкцыі з улікам асаблівасці паводзін усёй механічнай сістэмы, якая працуе ў вельмі складаных умовах: ваганні маятнікавага рычага з вялікімі амплітудамі, значныя інерцыйныя сілы, абразіўнасць перапрабляемых матэрыялаў і іншыя.

Агульны выгляд эксперыментальнага ўзора ланцужнага агрэгата прадстаўлены на рысунку 1.

Першапачатковы перыяд даследаванняў ланцужнага агрэгата не дазваляе тэарэтычна і на высокім узроўні пабудаваць адзіную метадыку разліку асноўных параметраў і рэжымаў яго працы ў прамысловых умовах. Папершае, яго прынцып дзеяння не мае тэхнічных аналагаў, што не дазваляе скарыстаць вопыт праектавання іншых тэхналагічных машын, па-другое, вельмі складаны працэс уздзеяння ланцужных звянаў і іншых элементаў канструкцыі на перапрабляемы матэрыял на даны момант не мае тэарэтычных падстаў для дакладных матэ-

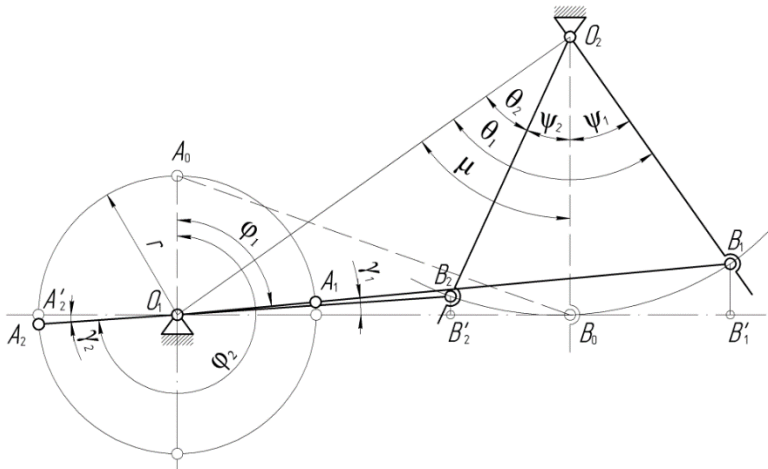


Рысунк 1 – Эксперыментальны ўзор ланцужнага агрэгата:

1 – крывашып; 2 – шатун;
3 – маятнікавы рычаг

матычных разлікаў і, па-трэцяе, адсутнасць эксперыментальных напрацовак абмяжоўвае дакладнае разуменне працэсаў, якія праходзяць у ланцужным аграгатае. Ёсць гэта дае падставы паэтапна праводзіць праектаванне такіх апаратаў. І па гэтым напрамку неабходна правядзенне даследаванняў, асабліва асіметрыі ваганняў выхаднога звяна прываднога механізма.

Асноўная частка. Сінтэз механізма з'яўляецца першым этапам пры праектаванні машын і аграгатаў. Метадам сінтэзу прысвечаны шэраг айчынных [5–7] і замежных работ [8, 9], у тым ліку па праектаванні машын для драбнення матэрыялаў [10, 11]. Прааналізаваўшы асаблівасці працы ланцужнага аграгата і пастаноўку задачы, быў абраны метад геаметрычнага сінтэзу па двух палажэннях механізма.



Рысунк 2 – Прывадны механізм ланцужнага аграгата ў крайніх становішчах маятнікавага рычага

На рысунку 2 прывадны механізм паказаны суцэльнымі лініямі ў двух крайніх становішчах. Паводле класіфікацыі, прынятай у тэорыі механізмаў і машын, ён уяўляе сабой плоскі чатырохзвеннік, утвораны з крывашыпа O_1A_1 (O_1A_2), шатуна A_1B_1 (A_2B_2) і маятнікавага рычага O_2B_1 (O_2B_2). Пункцірнымі лініямі $O_1A_0B_0O_2$ механізм паказаны ў пачатковым становішчы пры $\varphi = 0$. Даўжыні крывашыпа, шатуна і маятнікавага рычага абазначаем адпаведна літарамі r , l і h . Да маятніка прымацаваны рабочыя органы (паказаны на рысунку 1). Пры павароце крывашыпа на вугал φ_1 рычаг паварочваецца ў крайняе правае становішча на амплітудны вугал ψ_1 . Як відаць з рысунка 2, вугал $\psi_1 = \theta_1 - \mu$. Вугал θ_1 будзем шукаць з трохвугольніка $O_1O_2B_1$, у якім $O_1B_1 = l + r$, $B_1O_2 = h$, $O_1O_2 = \sqrt{(O_1B_0)^2 + h^2} = \sqrt{l^2 - r^2 + h^2}$. Паводле тэарэмы косінусаў

$$(O_1B_1)^2 = (O_1O_2)^2 + (B_1O_2)^2 - 2(O_1O_2)(B_1O_2)\cos\theta_1.$$

Адсюль $\cos\theta_1 = [(O_1O_2)^2 + (B_1O_2)^2 - (O_1B_1)^2] / 2(O_1O_2)(B_1O_2).$

Канчаткова атрымліваем

$$\cos\theta_1 = (h^2 - lr - r^2) / h\sqrt{l^2 - r^2 + h^2} = e_1; \theta_1 = \arccos e_1.$$

З трохвугольніка $O_1B_0O_2$ знаходзім: $\operatorname{tg}\mu = O_1B_0 / B_0O_2 = (\sqrt{l^2 - r^2}) / h = k$, адсюль $\mu = \operatorname{arctg}k$. Такім чынам, амплітудны вугал ψ_1 роўны:

$$\psi_1 = \arccos e_1 - \operatorname{arctg}k. \quad (1)$$

Для вылічэння ψ_2 зноў звяртаемся да рысунка 2; заўважаем, што $\psi_2 = \mu - \theta_2$. Вугал μ ужо вызначаны, а вугал θ_2 знаходзім з трохвугольніка $O_1O_2B_2$ па яго боку $O_1B_2 = l - r$. Па той жа тэарэме косінусаў

$$(O_1B_2)^2 = (O_1O_2)^2 + (B_2O_2)^2 - 2(O_1O_2)(B_2O_2)\cos\theta_2,$$

адкуль $\cos\theta_2 = [(O_1O_2)^2 + (B_2O_2)^2 - (O_1B_2)^2] / 2(O_1O_2)(B_2O_2)$

ці $\cos\theta_2 = (h^2 + lr - r^2) / h\sqrt{l^2 - r^2 + h^2} = e_2.$

Атрымліваем: $\theta_2 = \arccos e_2$ і

$$\psi_2 = \operatorname{arctg}k - \arccos e_2. \quad (2)$$

Вызначым вуглы павароту φ_1, φ_2 кривашыпа, якім адпавядаюць амплітудныя значэнні вуглоў ψ_1, ψ_2 . З трохвугольніка $O_1B_1B'_1$ запісваем суадносіны:

$$B_1B'_1 / O_1B_1 = [h(1 - \cos\psi_1)] / (l + r) = \sin\gamma_1 = \cos\varphi_1;$$

адсюль $\varphi_1 = \arccos p_1$, дзе $p_1 = [h(1 - \cos\psi_1)] / (l + r)$. Аналагічна, разглядаючы трохвугольнікі $O_1B_2B'_2$ і $O_1A_2A'_2$, атрымліваем:

$$A_2A'_2 / O_1A_2 = B_2B'_2 / O_1B_2 = [h(1 - \cos\psi_2)] / (l - r) = \sin\gamma_2 = \cos\varphi_2.$$

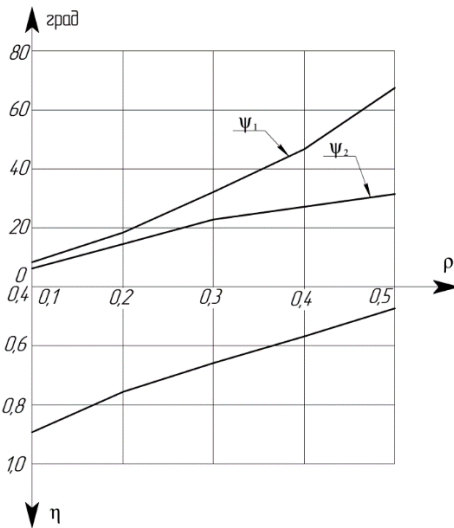
Адсюль $\varphi_2 = \arccos p_2$, дзе $p_2 = [h(1 - \cos\psi_2)] / (l - r)$.

Для даследавання велічын ψ_1, ψ_2 і іх суадносін $\eta = \psi_2 / \psi_1$ прыйдзем у формулах для $e_1 = \cos\theta_1, e_2 = \cos\theta_2$ і $k = \operatorname{tg}\mu$ да адноснага безразмернага параметра $\rho = r / l$. Атрымліваем:

$$\cos\theta_1 = (\lambda^2 - \rho - \rho^2) / \lambda\sqrt{1 - \rho^2 + \lambda^2}; \cos\theta_2 = (\lambda^2 + \rho - \rho^2) / \lambda\sqrt{1 - \rho^2 + \lambda^2};$$

$$\operatorname{tg}\mu = \sqrt{1 - \rho^2} / \lambda,$$

тут $\lambda = h / l$.



Рисунак 3 – Залежнасці амплітудных вуглоў ψ_1, ψ_2 і іх суадносінны η ад параметра ρ

Карыстаючыся формуламі (1), (2), устанавім залежнасці амплітудных вуглоў ад параметра ρ у межах яго змянення $\rho = 0,1 \dots 0,5$. Вылічэнні выконваем пры $\lambda = 2/3$. Вынікі прадстаўляем у выглядзе графікаў (рысунак 3).

Як бачым, з павелічэннем параметра ρ , гэта значыць, пры збліжэнні даўжынь r і l , вуглы ψ_1, ψ_2 істотна ўзрастаюць. На даследуемым інтэрвале вугал ψ_1 павялічыўся ў 7,3 раза, вугал ψ_2 – у 3,8. Пры гэтым тэндэнцыя ўзрастання вуглоў розныя: ψ_1 узрастае паскорана, ψ_2 – запаволена. Суадносінны вуглоў η памяншаюцца, што азначае павелічэнне асіметрыі ваганняў маятнікавага рычага.

Вышэй разгледжана методыка даследавання геаметрычных пара-

метраў руху выхаднога звяна абстрактнага механізма з адвольна размешчанымі восямі вярчэння O_1, O_2 і адвольна выбранымі параметрамі звенняў. Аднак тэхналогія вытворчасці часта ставіць пэўныя вымогі да ўласцівасцей яго руху. Разгледзім выпадак, калі патрэбна забяспячэнне роўнасці амплітудных вуглоў ψ_1, ψ_2 . Мэта можа быць дасягнута некалькімі спосабамі. Падрабязна спынімся на метадазе вар'іравання даўжынёй шатуна. Звернемся да схемы механізма, што прадстаўлена на рысунку 2. Знайдзем для яго даўжыню l , пры якой будзе выконвацца роўнасць патрэбных вуглоў $\psi_1 = \psi_2 = \psi$. Як відаць з рысунка, яна мае месца пры роўнасці катэтаў $B_1B'_1 = B_2B'_2$ у трохвугольніках $O_1B_1B'_1, O_1B_2B'_2$. Іх гіпатэнузы $O_1B_1 = l + r, O_1B_2 = l - r$, а гарызонтальныя катэты вылічваюцца па формулах:

$$O_1B'_1 = O_1B_0 + B_0B'_1 = \sqrt{d^2 - h^2} + h \sin \psi;$$

$$O_1B'_2 = O_1B_0 - B_0B'_2 = \sqrt{d^2 - h^2} - h \sin \psi,$$

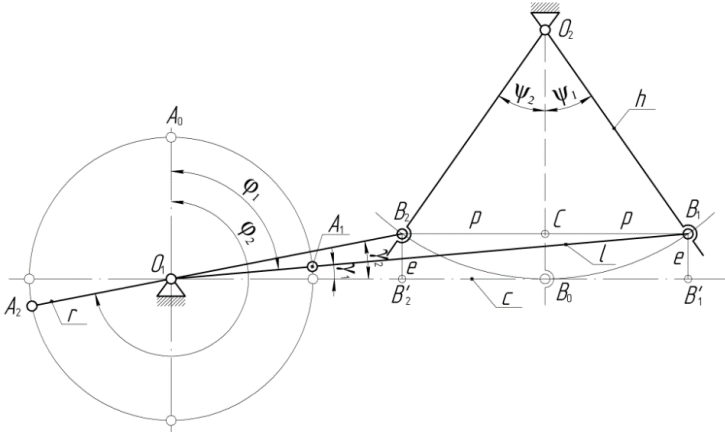
дзе $d = O_1O_2$.

Роўнасць вертыкальных катэтаў прымае выгляд:

$$(l + r)^2 - (\sqrt{d^2 - h^2} + h \sin \psi)^2 = (l - r)^2 - (\sqrt{d^2 - h^2} - h \sin \psi)^2,$$

адсюль $lr - h\sqrt{d^2 - h^2} \sin \psi = 0$ і $l = (h/r)\sqrt{d^2 - h^2} \sin \psi$.

Пры канструяванні шарнірных чатырозвеннікаў з роўнымі амплітуднымі вугламі павароту $\psi_1 = \psi_2 = \psi$ маятніка можа быць карысным алгарытм вырашэння наступнай задачы: дадзены параметры $h = O_2B_0$ і $c = O_1B_0$ (рысунак 4); знайсці даўжыні крывашыпа r і шатуна l , неабходныя для забеспячэння патрэбных вуглоў павароту ψ . Звернемся да рысунка 4.



Рысунак 4 – Ілюстрацыя да вываду формул (4), (5)

Даўжыні адрэзкаў $B_1B'_1 = B_2B'_2$ абазначым літарай e . Як відаць з трохвугольнікаў $O_1B_1B'_1$ і $O_1B_2B'_2$, $e/(l+r) = \sin \gamma_1$, $e/(l-r) = \sin \gamma_2$. Складваючы і аднімаючы апошнія роўнасці, атрымліваем:

$$l = \frac{e}{2} \left(\frac{1}{\sin \gamma_1} + \frac{1}{\sin \gamma_2} \right); \quad r = \frac{e}{2} \left(\frac{1}{\sin \gamma_1} - \frac{1}{\sin \gamma_2} \right). \quad (3)$$

Знойдзем $\sin \gamma_1$, $\sin \gamma_2$. Гарызантальныя катэты трохвугольнікаў O_2B_1C і O_2B_2C абазначым праз p : $B_1C = B_2C = p$. Заўважаем, што і адрэзкі $B_0B'_1 = B_0B'_2 = p$. Тады ў трохвугольніках $B_1B'_1O_1$ і $B_2B'_2O_1$ $\text{tg } \gamma_1 = e/(c+p)$, $\text{tg } \gamma_2 = e/(c-p)$. Як вядома з трыганаметрыі,

$$\sin \gamma_1 = \frac{\text{tg } \gamma_1}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \gamma_1}} = \frac{e}{(c+p) \sqrt{1 + \left(\frac{e}{c+p} \right)^2}} = \frac{e}{\sqrt{(c+p)^2 + e^2}};$$

аналогічна $\sin \gamma_2 = \frac{e}{\sqrt{(c-p)^2 + e^2}}$.

Цяпер формулы (3) запісваюцца ў выглядзе:

$$l = \frac{1}{2} \left[\sqrt{(c+p)^2 + e^2} + \sqrt{(c-p)^2 + e^2} \right]; \quad (4)$$

$$r = \frac{1}{2} \left[\sqrt{(c+p)^2 + e^2} - \sqrt{(c-p)^2 + e^2} \right], \quad (5)$$

дзе $e = h(1 - \cos \psi)$, $p = h \sin \psi$.

Як відаць з рисунка 4, вуглы паварту φ_1 , φ_2 кривашыпа, пры якіх маятник дасягае крайніх становішчаў, вылічваецца па формулах: $\varphi_1 = (\pi/2) - \gamma_1$, $\varphi_2 = (3\pi/2) - \gamma_2$.

Адносны безразмерны параметр ρ для чатырохзвенніка з роўнымі амплітуднымі вугламі вылічваецца па формуле

$$\rho = r/l = 1 - 2\sqrt{(c-p)^2 + e^2} / \left[\sqrt{(c+p)^2 + e^2} + \sqrt{(c-p)^2 + e^2} \right].$$

Заклучэнне. Пастаноўка і вырашэнне пытання аб мінімізацыі асіметрыі руху маятнікавага рычага і іншых механізмаў ланцуговага агрэгата неабходна, каб былі створаны наступныя ўмовы іх функцыянавання ў складзе ствараемай тэхналагічнай машыны: па-першае, забеспячэнне стабільнай работы ўсіх механізмаў гэтай канструкцыі пад уздзеяннем знешняй нагрукі, інерцыйных сіл і дынамікі працэсаў здрабнення; па-другое, стварэнне аднолькавых умоваў для сілавога ўздзеяння на здрабняльныя фракцыі ў правай і левай паловах рабочай камеры; па-трэцяе, мінімізацыя дынамічных рэакцый у апорах і кінематычных парах. Заўважым, што для выпадку выкарыстання камеры для іншых тэхналагічных працэсаў, напрыклад, для прасушкі фракцый, неабходна ствараць, па магчымасці, аднолькавыя ўмовы руху гарачага паветра праз ланцужныя элементы і забяспечваць у найбольшай ступені выкарыстанне такіх якасцей ланцуговага абсталявання, як яго вялікія папярочныя памеры і пашыраныя зоны роскідку часцінак матэрыялу.

У даследаванні выкладзена метадыка вызначэння амплітудных вуглоў вагання выхаднога звяна механізма, устаноўлена і графічна праілюстравана залежнасць ад суадносін ρ размераў звенняў механізма. Даследавана характарыстыка асіметрыі ваганняў η . Выкладзены спосабы дасягнення роўнасці вуглоў паварту маятника. Вынікі работы могуць выкарыстоўвацца пры практаванні ланцужных агрэгатаў.

СПІС ЛІТАРАТУРЫ

1 **Потапов, В. А.** Цепной агрегат с волновой рабочей камерой и адаптивным механизмом силового воздействия для переработки влажных сырьевых материалов / В. А. Потапов, Л. А. Сиваченко // Вестн. БарГУ. Сер. Технические науки. – 2020. – Вып. 8. – С. 98–105.

2 **Потапов, В. А.** Исследование влияния режимов работы цепного агрегата на показатели процесса измельчения мела в технологии производства извести / В. А. Потапов, Л. А. Сиваченко, В. А. Дремук // Вестн. БарГУ. Сер. Технические науки. – 2021. – Вып. 9. – С. 37–43.

3 Интенсификация технологических процессов в аппаратах адаптивного действия : монография / Л. А. Сиваченко [и др.]. – Барановичи : БарГУ, 2020. – 359 с.

4 Агрегат для переработки неоднородных и сложных по составу и свойствам материалов : заявка ЕАПО № 202090391 / В. А. Потапов, Л. А. Сиваченко, Т. Л. Сиваченко. – Опубл. 31.08.2021.

5 **Ефанов, А. М.** Теория механизмов и машин : учеб. пособие / А. М. Ефанов, В. П. Ковалевский. – Оренбург : ОГУ, 2004. – 267 с.

6 Геометрическое моделирование шарнирных механизмов третьего класса циклов машин-автоматов для перемещения рабочих органов с приближенными остановками в двух крайних положениях / Л. Г. Варепо [и др.] // Программные системы и вычислительные методы. – 2017. – № 2. – С. 67–75.

7 **Гебель, Е. С.** Оптимизационный кинематический синтез четырехзвенного рычажного механизма по двум заданным положениям / Е. С. Гебель, Е. А. Чигринова // Омский научный вестник. – 2020. – № 3. – С. 21–25.

8 **Dicker, J. J.** Theory of machines and mechanisms / J. J. Dicker, G. R. Pennock, J. E. Shigley. – New York ; Oxford : Oxford University Press, 2003. – 734 p.

9 Review of synthesis of four bar mechanism / S. Shete [et al.] // International Research Journal of Engineering and Technology. – 2017. – Vol. 4, no. 5. – P. 1521–1524.

10 **Гаряшин, В. В.** Геометрический синтез механизма двухшкоровой дробильной машины / В. В. Гаряшин, Л. Т. Двориков // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 2012. – № 12. – С. 41–42.

11 **Суслов, В. И.** Теория механизмов. Кинематика, динамика и синтез механизмов промышленности строительных материалов : учеб. пособие / В. И. Суслов. – М. : Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2006. – 96 с.

V. A. ПОТАПОВ¹, С. И. РУСАН¹, Л. А. СИВАЧЕНКО²

¹*Барановичский государственный университет, Барановичи, Беларусь*

²*Белорусско-Российский университет, Могилёв, Беларусь*

ИССЛЕДОВАНИЕ АСИММЕТРИИ КОЛЕБАНИЙ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА ЦЕПНОГО АГРЕГАТА

С использованием геометрического подхода разработана методика определения амплитудных углов колебаний выходного звена четырехзвенного механизма. Представлена характеристика асимметрии колебаний и изложены способы достижения равенства амплитудных углов маятникового рычага. Полученный результат положен в основу проектирования экспериментальных цепных агрегатов.

Ключевые слова: цепной агрегат, четырехзвенный механизм, амплитудные углы, маятниковый рычаг, асимметрия.

V. A. ПОТАПОВ¹, S. I. RUSAN¹, L. A. SIVACHENKO²

¹*Baranovich State University, Baranovich, Belarus*

²*Belarusian-Russian University, Mogilev, Belarus*

INVESTIGATION OF THE ASYMMETRY OF THE OUTPUT LINK OSCILLATIONS FOR THE CHAIN UNIT DRIVE MECHANISM

On the basis of the geometric approach, there is developed a method for determining the amplitude angles of oscillations of the four-link mechanism output link. The characteristic of the asymmetry of oscillations is presented and the ways of achieving equality of the amplitude angles of the pendulum arm are presented. The obtained result is the basis for the design of experimental chain units.

Keywords: chain unit, four-link mechanism, amplitude angles, pendulum arm, asymmetry.

Получено 29.09.2021